



**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID**  
**ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR**  
**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS**  
**Área de Ingeniería Térmica**

**INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL: MECÁNICA**  
**PROYECTO FIN DE CARRERA**

**Prototipo de campo de colectores solares cilindro-parabólicos  
para generación de calor a alta temperatura.**

**Autor: Emilio Balado Leal**  
**Tutor: Marcelo Izquierdo Millán**

**Marzo, 2011**





*A mi madre, única y exclusiva responsable  
de que hoy termine lo que un día comencé...*

## INDICE

<b>INDICE.....</b>	<b>4</b>
--------------------	----------

### **CAPÍTULO 1. Introducción a la conversión de energía solar térmica mediante el uso de concentradores. .... 7**

1.1	Concentración solar térmica. ....	7
1.2	Radiación solar y conversión de la energía solar en calor. ....	8
1.3	Componentes de la radiación solar. ....	11
1.4	Posición del Sol y ángulo de incidencia. ....	12
1.5	Clasificación de los colectores solares.....	15
1.5.1	Sin concentración, $C=1$ .....	15
1.5.2	Con concentración, $C>1$ .....	16

### **CAPÍTULO 2. Tecnologías de concentración solar ..... 18**

2.1	Colectores cilindroparábolicos .....	18
2.1.1	Descripción general .....	18
2.1.2	Componentes de un colector cilindroparábolico .....	19
2.1.2.1	La estructura soporte y la cimentación.....	19
2.1.2.2	El concentrador cilindro parabólico .....	20
2.1.2.3	El tubo absorbedor .....	21
2.1.2.4	El sistema de seguimiento solar .....	23
2.1.3	Ejemplos .....	24
2.2	Sistemas de receptor central o torres de potencia .....	26
2.2.1	Descripción general .....	26
2.2.2	Componentes de una torre de potencia.....	27
2.2.2.1	La torre y su cimentación .....	27
2.2.2.2	El campo de helióstatos.....	28
2.2.2.3	El receptor .....	30
2.2.3	Ejemplos .....	32
2.3	Discos parabólicos o discos <i>Stirling</i> .....	33
2.3.1	Descripción general .....	33
2.3.2	Componentes de un disco Stirling.....	34
2.3.2.1	El concentrador parabólico.....	34
2.3.2.2	El receptor .....	35
2.3.2.3	El motor Stirling:.....	36
2.3.2.4	El sistema de seguimiento .....	36
2.3.3	Ejemplos .....	37

### **CAPÍTULO 3. Estudio energético de un Colector Cilindro Parabólico. .... 39**

3.1	Potencia térmica solar. ....	39
3.2	Potencia perdida.....	40
3.2.1	Pérdidas ópticas. ....	40
3.2.2	Pérdidas geométricas. ....	42
3.2.3	Pérdidas térmicas.....	45
3.2.3.1	Cálculo de pérdidas térmicas: método experimental.....	48

3.2.3.2	Cálculo de pérdidas térmicas: método analítico.....	50
3.3	Rendimientos de un CCP. Potencia útil.....	58
3.3.1	Rendimiento óptico, $\eta_{\text{opt}}$ .....	59
3.3.2	Rendimiento geométrico, $\eta_{\text{geom}}$ .....	59
3.3.3	Rendimiento térmico, $\eta_{\text{term}}$ .....	59
3.3.4	Rendimiento global, $\eta_{\text{global}}$ .....	60
3.3.5	Potencia útil.....	61
3.4	Caudal del fluido de trabajo, $m_{\text{fluido}}$ .....	65
<b>CAPÍTULO 4. Resultados.....</b>		<b>68</b>
4.1	Especificación y características técnicas del colector cilindro parabólico .....	68
4.1.1	Descripción.....	68
4.1.1.1	Módulo.....	69
4.1.1.2	Espejos.....	69
4.1.1.3	Tubos absorbedores.....	70
4.1.1.4	Estructura .....	70
4.1.1.5	Sistema de seguimiento.....	71
4.1.2	Tabla resumen de especificaciones técnicas.....	72
4.1.3	Seguridad del colector frente a viento .....	73
4.2	Dimensionado del campo solar.....	75
4.2.1	Descripción del proceso.....	76
4.2.2	Datos meteorológicos .....	77
4.2.3	Resultados de la simulación en el punto de diseño.....	78
4.2.4	Resultados de la simulación anual.....	83
4.2.5	Análisis económico .....	87
<b>Conclusiones.....</b>		<b>91</b>
<b>Referencias .....</b>		<b>93</b>
Referencias bibliográficas .....		93
Presentaciones .....		95
Referencias World Wide Web.....		95



## CAPÍTULO 1.

# Introducción a la conversión de energía solar térmica mediante el uso de concentradores.

### 1.1 Concentración solar térmica.

Un colector solar es un tipo especial de intercambiador de calor que transforma la energía radiante procedente del Sol en energía térmica. Presentan problemas muy particulares de flujos de energía bajos y variables y según su tipología, son más sensibles a los distintos fenómenos de radiación solar. La mayoría de los estudios sobre aprovechamiento térmico de la radiación solar realizan su análisis partiendo de una clasificación tradicional que distingue entre colectores para aplicaciones de baja, media y alta temperatura.

En esta sección, y debido fundamentalmente a que no queda muy clara la frontera entre aplicaciones de media y alta temperatura, se ha optado por una clasificación más objetiva, en función de si se produce **concentración** de la radiación solar o no, y en caso de producirse, cómo se clasifican las diferentes tecnologías en función de los rangos de concentración alcanzados.

En primer lugar, dentro del colector de concentración se pueden distinguir dos elementos claramente diferenciados: el *absorbedor* (o *receptor*) y el sistema óptico de concentración o *concentrador*, con funcionalidades y ubicaciones distintas.

El receptor es el elemento del sistema donde la radiación se absorbe y se convierte en otro tipo distinto de energía. El concentrador es el sistema óptico del colector que dirige la radiación sobre el receptor. La apertura del concentrador es el espacio abierto a través del cual se intercepta la radiación solar.

En la figura siguiente podemos ver un diagrama muy básico de un colector cilindro parabólico, donde se aprecia el plano de apertura del colector. También se ha representado el área del absorbedor como la proyección del plano del absorbedor sobre el plano de apertura.

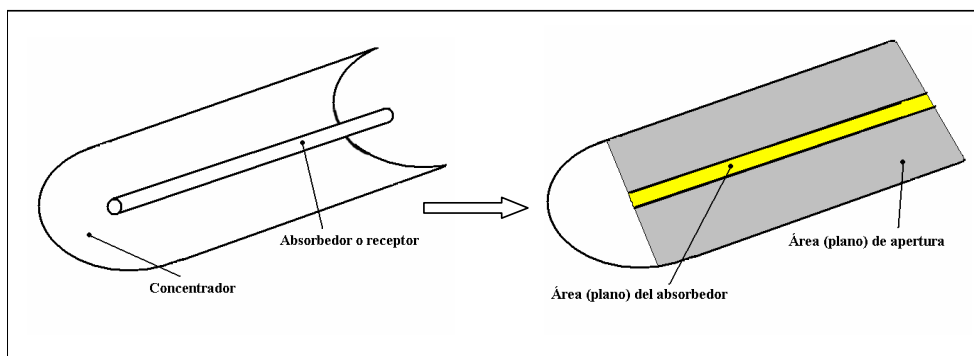


Imagen 1.1 Planos de apertura y del absorbedor de un concentrador lineal

En las aplicaciones solares de baja temperatura se emplean colectores solares sin concentración. Sin embargo, si se necesitan temperaturas de trabajo más elevadas, hay que recurrir a instalaciones de concentración solar. Se pueden señalar dos condiciones necesarias para estar hablando de una instalación solar de concentración. En primer lugar es necesario reducir el área de la zona donde se produzcan las pérdidas térmicas (el absorbedor). En segundo lugar, hay que interponer algún tipo de sistema óptico entre la fuente de radiación solar y el sistema absorbedor que permita recoger la mayor cantidad de energía solar posible y concentrarla sobre dicho absorbedor.

La manera de cuantificar las veces que se puede incrementar la energía solar sobre la superficie absorbidora es mediante el **factor de concentración**. La definición de este parámetro varía según los autores consultados, pero la definición más práctica se refiere a la relación entre el área del plano de apertura del colector y el área del plano que recibe la radiación concentrada y se encarga de absorberla:

$$C = \frac{A_{\text{apertura}}}{A_{\text{absorbedor}}}$$

**Ecuación 1.1**

## 1.2 Radiación solar y conversión de la energía solar en calor.

La radiación solar es una forma particular de radiación térmica con una distribución también particular de longitudes de onda. Posee una elevada calidad termodinámica al ser el resultado de procesos que tienen lugar en la superficie del Sol a altas temperaturas.

Sin embargo, para el aprovechamiento de esa energía se puede adoptar un modelo mucho más simplificado. En la práctica, el Sol se puede asimilar a un cuerpo negro visto desde la Tierra que radia energía a una temperatura de 5777 K.

Al límite exterior de la atmósfera llega la llamada **radiación extraterrestre**, que es la cantidad de radiación solar que aún no ha sufrido la atenuación de la atmósfera.

Se puede decir que, una vez tenidas en cuenta las atenuaciones geométricas debidas a la distancia Tierra-Sol, el exterior de la atmósfera terrestre recibe  $1,73 \cdot 10^{14}$  KJ de energía por segundo. Si consideramos un plano perpendicular a la dirección de propagación de la radiación que se encuentre a una distancia media Tierra-Sol, se tienen 1367 W/m<sup>2</sup>. Este valor es la denominada **constante solar**.



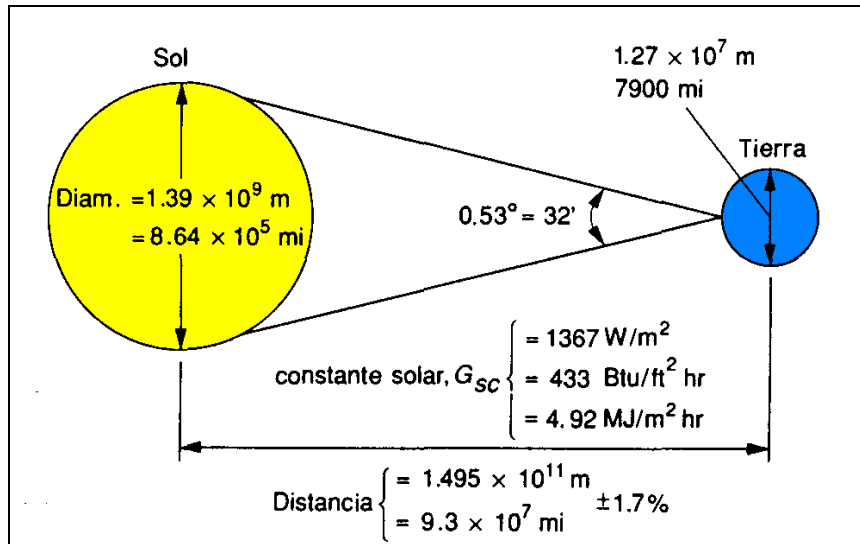


Imagen 1.2 Relaciones Tierra-Sol y constante solar.

Debido a la influencia sobre esta constante de la distancia Tierra-Sol, existe una corrección de la constante solar  $G_{sc}$  según el día del año, como muestra la Ecuación 1.2, donde  $n$  es el número de día del año.

$$G_{on} = G_{sc} \cdot \left( 1 + 0.033 \cdot \cos \frac{360 \cdot n}{365} \right)$$

Ecuación 1.2

Conocer el valor máximo de radiación solar que va a alcanzar la atmósfera terrestre es interesante para poder conocer la temperatura máxima que se podría alcanzar con un sistema de concentración. De hecho, una consecuencia de la definición del factor de concentración es que a mayor concentración, mayores temperaturas se pueden lograr.

Esto se puede demostrar mediante un balance de energía para un receptor tridimensional ideal (sin pérdidas por conducción o convección y despreciando la temperatura del ambiente hacia el que radia):

$$\varepsilon \cdot \sigma \cdot T_{máx}^4 = \alpha \cdot C \cdot G \Rightarrow T_{máx} = \left( \frac{\alpha \cdot C \cdot G}{\varepsilon \cdot \sigma} \right)^{0,25}$$

Ecuación 1.3

Donde  $\alpha$  y  $\varepsilon$  son la *absortividad* y la *emisividad* del receptor, respectivamente,  $\sigma$  es la *constante de Stefan-Boltzmann* ( $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^{-4}$ ),  $G$  es la radiación solar que incide sobre el concentrador ( $\text{W/m}^2$ ),  $C$  es el factor de concentración y  $T_{máx}$  es la máxima temperatura que podría alcanzar un receptor ideal (*temperatura adiabática media* (K)).

El máximo valor del factor de concentración puede determinarse si se consiguen igualar la absortividad y la emisividad. Esto sucede cuando el receptor ideal alcanza el equilibrio, esto es, cuando su temperatura sea igual a 5777 K, la temperatura equivalente del Sol, anteriormente citada.

En ese momento se tendrá que:

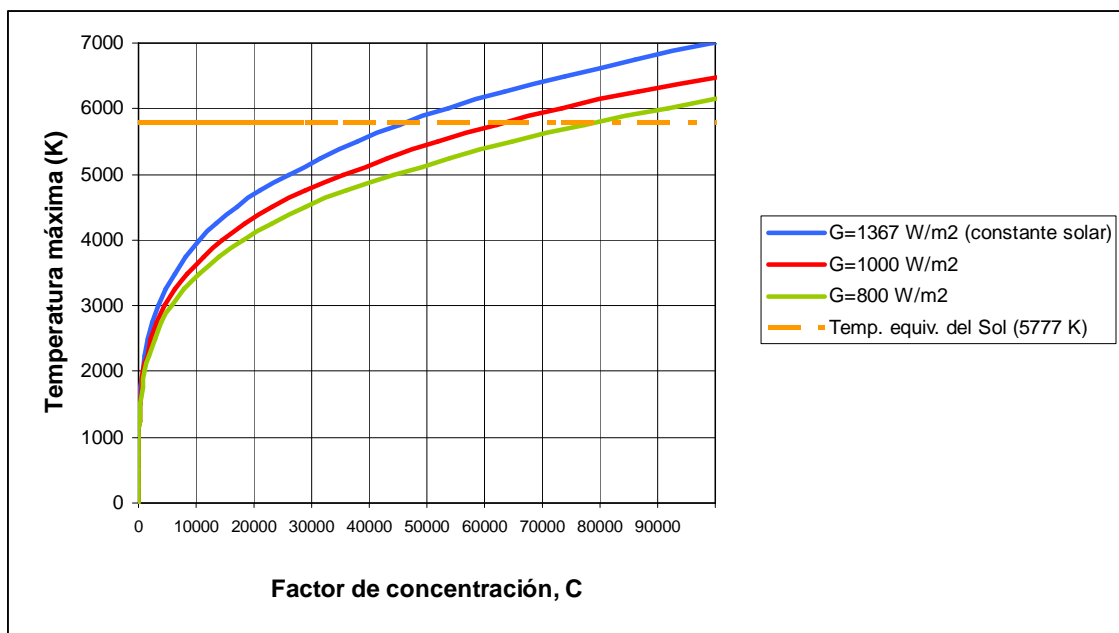
$$C = \frac{\sigma T_{\max}^4}{G}$$

Ecuación 1.4

Si se representan las curvas correspondientes a una radiación de 1367 W/m<sup>2</sup> (constante solar) y, por ejemplo, algunos otros valores típicos de radiación solar que alcanzan la superficie de la tierra, se pueden obtener dos conclusiones principalmente:

- Según aumenta el factor de concentración, también lo hace la temperatura máxima alcanzable.
- Existe una temperatura máxima de funcionamiento, que no es otra que la temperatura equivalente del sol.

Como se puede ver en la gráfica, para esta temperatura y una radiación igual a la constante solar, se obtiene una concentración solar de  $\approx 45000$ .



Gráfica 1.1

Además, por otra parte *Rabl* propuso un desarrollo que se basaba en el mismo balance energético del colector ideal del razonamiento anterior y que demostraba que para el mismo colector ideal existía un límite geométrico (ver Imagen 1.3) basado en la distancia Tierra-Sol ( $R$ ), el radio del Sol ( $r$ ) y el semiángulo del ángulo subtendido por el Sol ( $\theta$ ), es decir el ángulo formado por el sol y el ojo de un observador en la Tierra según la siguiente ecuación:

$$C = \left( \frac{A_{\text{apert}}}{A_{\text{receptor}}} \right) = \frac{R^2}{r^2} = \frac{1}{\sin^2 \theta_s} \approx 45000$$

Ecuación 1.5

Valor que coincide con el de la concentración máxima para una radiación igual a la constante solar con una temperatura igual a la equivalente del Sol (Gráfica 1.1).

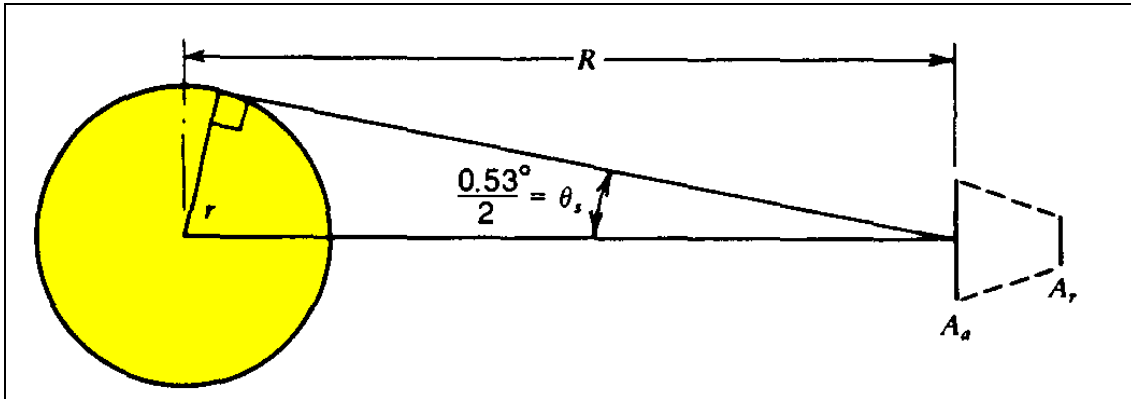


Imagen 1.3

Para el caso de los colectores no tridimensionales (concentradores lineales) se puede seguir una demostración similar para obtener:

$$C = \left( \frac{A_{\text{apert}}}{A_{\text{receptor}}} \right) = \frac{1}{\sin \theta_s} \approx 210$$

Ecuación 1.6

### 1.3 Componentes de la radiación solar.

Al atravesar la atmósfera, la radiación solar va a ser transmitida, absorbida e incluso reflejada por el efecto del vapor de agua, las nubes, el ozono y los aerosoles que existen en las distintas capas de la atmósfera, fenómeno que se conoce como *scattering*.

De estas complejas interacciones de la atmósfera terrestre con la radiación solar resultan las componentes que se definen a continuación:

- **Radiación Solar Directa:** es la radiación solar que recibe la Tierra sin sufrir ninguna dispersión atmosférica.
- **Radiación Solar Difusa:** es la radiación solar que llega a la superficie de la Tierra después de ser reflejada. No tiene una dirección privilegiada y se debe a la interacción de los distintos factores atmosféricos anteriormente citados (nubes, partículas de polvo, vapor de agua, moléculas de CO<sub>2</sub>, oxígeno, ozono, etc.). Algunos autores descomponen la radiación difusa a su vez, en la suma de radiación difusa *isotrópica*, *circumsolar* y *de horizonte*.

- **Radiación Solar Reflejada (de *albedo*):** es la radiación solar que procede de la reflexión de la superficie terrestre (suelos, edificios, etc.).
- **Radiación Solar Global:** es la suma de la radiación solar directa y la radiación solar difusa. Algunos autores añaden como un tercer sumando, la radiación reflejada o *albedo*. Otros incorporan el valor de ésta a la definición de radiación difusa. Depende fundamentalmente de si lo que se quiere evaluar es la radiación solar total que se recibe del sol, o la que es aprovechable en la superficie.

Estas componentes (ver Imagen 1.4) son de fundamental interés para las tecnologías de conversión de energía solar.

En particular, para las tecnologías de concentración, sólo resulta aprovechable la radiación solar directa, puesto que sólo es posible concentrar en un foco aquella radiación cuya dirección es conocida.

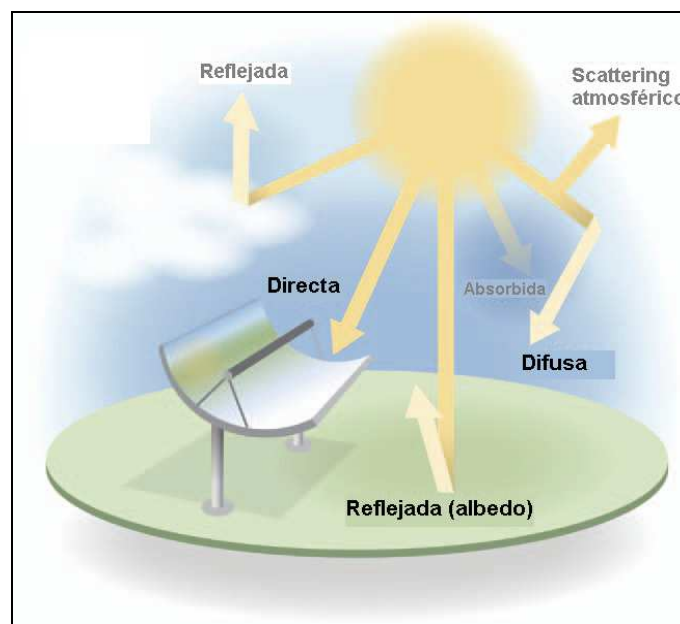


Imagen 1.4 Componentes de la radiación solar

## 1.4 Posición del Sol y ángulo de incidencia.

Desde el punto de vista de un observador sobre la superficie de la Tierra, el Sol describe un arco desde su salida (*orto*) hasta su puesta (*ocaso*). Por definición, a mitad de su recorrido, es decir, en el *mediodía solar*, el Sol pasa por el meridiano local.

Se denomina *cenit* al punto de corte de la vertical desde un punto cualquiera de la Tierra con la hipotética trayectoria de la esfera solar.

La posición del Sol se puede definir en dos sistemas de referencias o coordenadas distintos, ambos centrados en el observador:

- Coordenadas horarias: declinación,  $\delta_s$ , y ángulo horario,  $\omega_s$ .
- Coordenadas horizontales: altura (o elevación) solar,  $h_s$ , y azimut,  $a_s$ .

Estas coordenadas determinan el *vector solar*, entendido éste como el vector con origen en el observador y extremo en el Sol.

En la bibliografía se pueden encontrar las correlaciones para calcular las coordenadas horarias y horizontales del sol. El algoritmo de *Spencer* es uno de los más empleados debido a la precisión que aporta (error máximo de 2mrad).

La imagen siguiente muestra un resumen gráfico de todos los ángulos involucrados en el algoritmo de cálculo del vector solar.

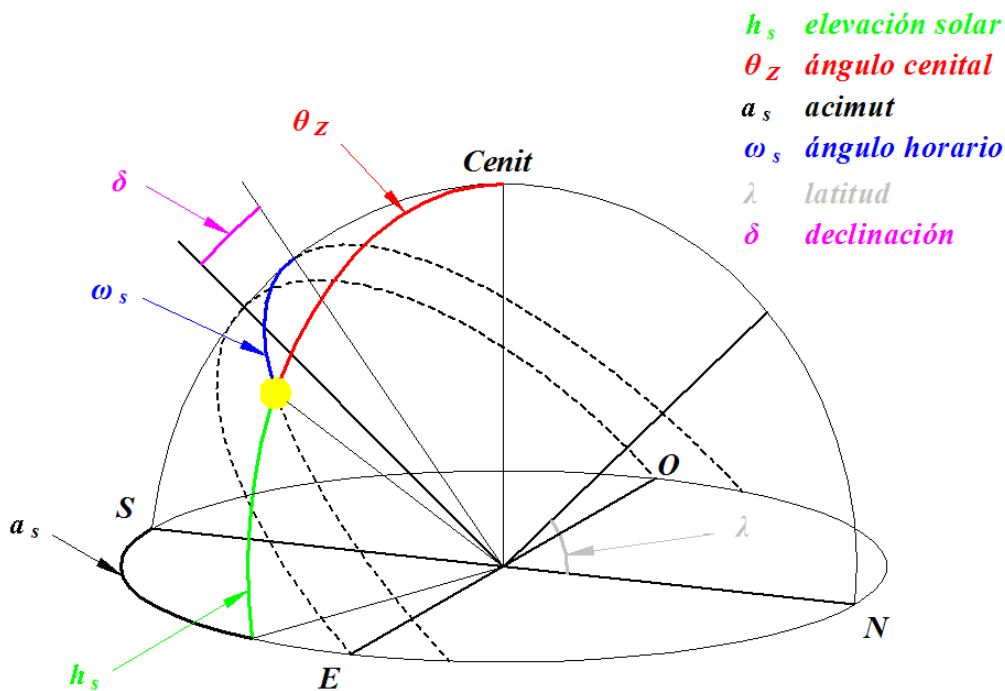


Imagen 1.5 Ángulos solares

Si se emplean, por ejemplo, las coordenadas horizontales (elevación y azimut solares) para determinar la posición relativa del Sol, parece claro que si se desea que el vector solar incida perpendicularmente al plano de apertura de un concentrador, será necesaria una doble orientación del mismo: una respecto al plano de elevación solar y otra respecto al plano del azimut.

Esta es la filosofía del seguimiento solar de tecnologías como los discos parabólicos o los helióstatos (espejos) concentradores de torre central, y para ello disponen de mecanismos de seguimiento de dos grados de libertad.

No sucede esto en los concentradores lineales (cilindroparábolicos o *Fresnel*), ya que sólo cuentan con un grado de libertad y realizan su seguimiento a *un eje*, siendo mayoritariamente empleado el plano de la elevación solar.

La consecuencia es la aparición de un ángulo entre el vector solar y el vector normal al plano de apertura del colector: el **ángulo de incidencia**,  $\theta$ .

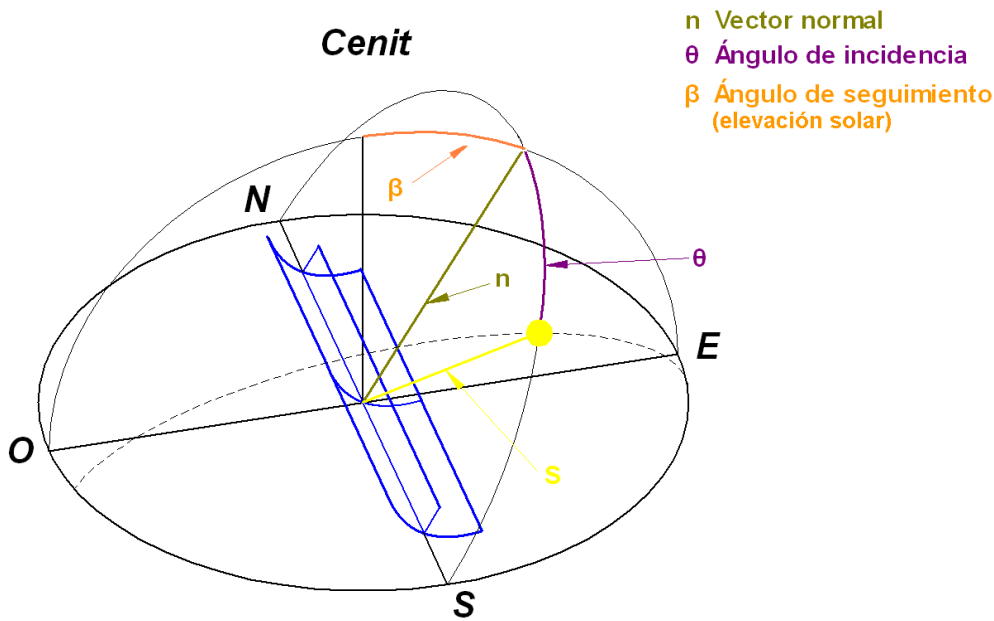


Imagen 1.6 Ángulos de incidencia y seguimiento de un colector cilindroparábólico

El ángulo de incidencia tiene gran importancia en el aprovechamiento térmico del colector, ya que limita la cantidad de radiación solar directa que resulta aprovechable por el colector, como se verá en la sección 3.2.2. Además, este ángulo va a estar presente durante la mayor parte del tiempo en que el colector esté trabajando, ya que toma un valor nulo en momentos muy concretos, por lo que el cálculo del ángulo de incidencia resulta imprescindible si se desea conocer el comportamiento térmico de un colector cilindro parabólico.

*Duffie y Beckman* establecen una expresión general para la determinación de este ángulo:

$$\cos \theta = \sin \delta_s \cdot \sin \phi \cdot \cos \beta - \sin \delta_s \cdot \cos \phi \cdot \sin \beta \cdot \cos a_s + \cos \delta_s \cdot \cos \phi \cdot \cos \beta \cdot \cos \omega_s + \cos \delta_s \cdot \sin \phi \cdot \sin \beta \cdot \cos a_s \cdot \cos \omega_s + \cos \delta_s \cdot \sin \beta \cdot \sin a_s \cdot \sin \omega_s$$

Ecuación 1.7 Cálculo del ángulo de incidencia

Donde  $\theta$  es el ángulo de incidencia,  $\phi$  es la latitud,  $\beta$  es la inclinación sobre la horizontal,  $\delta_s$  es la declinación,  $a_s$  es el azimut solar y  $\omega_s$  es el ángulo horario.

Además, para el caso concreto de los colectores cilindroparabólicos, *Rabl* establece dos relaciones para hallar el ángulo de incidencia, bien se haya optado por una orientación Norte-Sur para el eje focal del colector:

$$\theta = \arccos\left(\cos \delta_s \cdot \sqrt{(\cos \phi \cdot \cos \omega_s + \tan \delta_s \cdot \sin \phi)^2 + \sin^2 \omega_s}\right)$$

**Ecuación 1.8 Ángulo de incidencia para orientación N-S.**

O bien se haya elegido una orientación Este-Oeste para dicho eje focal:

$$\theta = \arccos\left(\sqrt{1 + \cos^2 \delta_s \cdot (\cos^2 \omega_s - 1)}\right)$$

**Ecuación 1.9 Ángulo de incidencia para orientación E-W.**

## 1.5 Clasificación de los colectores solares.

Atendiendo al factor de concentración se distinguen las siguientes tecnologías termosolares:

### 1.5.1 Sin concentración, $C=1$

Diseñados para aplicaciones que demandan energía a una temperatura relativamente baja, en general hasta 100 °C, aunque con los tubos de vacío se pueden alcanzar 130 °C. Aprovechan tanto la radiación directa como la difusa, no requieren un seguimiento de la trayectoria solar y precisan escaso mantenimiento. Además, mecánicamente son bastante más simples que los colectores de concentración.

Este tipo de colectores se subdivide a su vez en tres grupos, de menor a mayor complejidad técnica:

- Colectores no vidriados.
- Colectores de placa plana.
- Colectores avanzados.

En este último conjunto, podemos distinguir otras tres tecnologías:

- Con superficies selectivas en el absorbedor
- Colectores evacuados
- Con tubos de vacío





Imagen 1.7 Colector de tubos de vacío y colector de placa plana

### 1.5.2 Con concentración, $C > 1$

Los colectores concentradores se pueden clasificar del siguiente modo, atendiendo a su factor de concentración:

- Sistemas cilindro-parabólicos y sistemas Fresnel  $\rightarrow C = 30-90$
- Sistemas de torre de potencia (o de receptor central)  $\rightarrow C = 200-2000$
- Discos parabólicos (o discos Stirling)  $\rightarrow C = 1000-5000$

Con cualquiera de estas tecnologías se busca concentrar los rayos solares, que son aproximadamente paralelos e incidentes en una gran superficie (el concentrador), en una superficie “pequeña” en términos relativos (el receptor). Por ello, la geometría óptima del concentrador es la de un paraboloide de revolución que se mueva de tal forma que siempre esté orientado hacia el Sol.

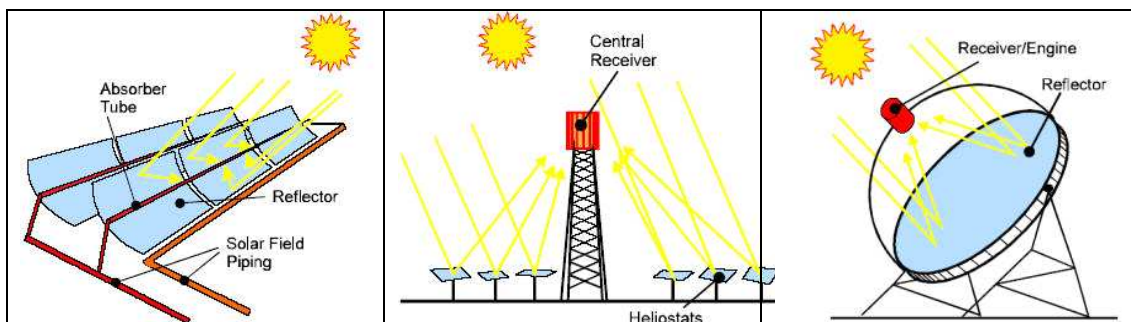


Imagen 1.8 Tecnologías de concentración: cilindroparabólicos, torre de potencia y disco Stirling

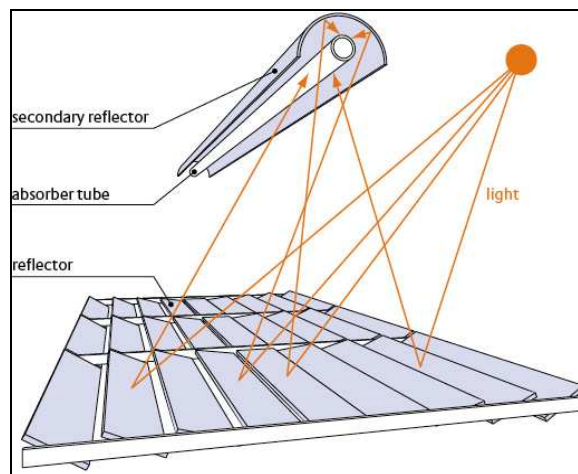


Los sistemas *cilindro parabólicos* consisten en canales de espejos cilíndricos cuya sección transversal es una parábola, de tal forma que la radiación solar se concentra en el eje focal de dicha parábola, donde se encuentra el tubo absorbedor o receptor.

Los sistemas de *torre de potencia* están formados por espejos cuasi-planos denominados *helióstatos*, distribuidos en una superficie horizontal, y orientados de manera que reflejen la radiación solar hacia la parte superior de la torre, donde se coloca el receptor.

Los *discos Stirling* son espejos de tipo paraboloide de revolución. Llevan acoplados un motor de combustión externa tipo *Stirling* y son instalaciones más autónomas, ya que por cada concentrador paraboloide se dispone de un motor independiente, pudiéndose generar desde unas decenas de kilovatios eléctricos con una unidad aislada hasta el orden de megavatios con un campo solar de discos convenientemente distribuidos.

Los sistemas *Fresnel* como el de la Imagen 1.9, son desarrollos más recientes aunque mantienen la misma filosofía de los colectores cilindroparabólicos. En este caso, el tubo absorbedor permanece inmóvil y son los espejos, situados en el suelo, los encargados de mantener el enfoque y concentrar la radiación solar sobre el receptor. Algunos sistemas cuentan con un segundo elemento reflectante como el que se muestra en la imagen siguiente.



**Imagen 1.9 Sistema de concentración Fresnel**

## CAPÍTULO 2.

### Tecnologías de concentración solar

El objetivo de este capítulo es realizar una descripción del estado actual de la generación eléctrica a través de sistemas de concentración solar.

La descripción de todas las tecnologías consistirá en una explicación general sobre el funcionamiento, una descripción de los elementos fundamentales de cada tipo de instalación y por último algunos ejemplos fotográficos de distintos proyectos llevados a cabo.

#### 2.1 Colectores cilindroparabólicos

##### 2.1.1 Descripción general

Los colectores cilindro parabólicos (*CCP's*) son captadores solares de concentración, que transforman la radiación solar directa en energía térmica, calentando un fluido de trabajo hasta temperaturas próximas a los 400 °C (más de 500 °C si se emplea agua-vapor como fluido de trabajo), por lo que se les puede denominar colectores solares de media temperatura.

Las limitaciones prácticas vienen impuestas no sólo por el fluido de trabajo (generalmente un aceite térmico, cuyo rango de temperaturas de trabajo no se adapta adecuadamente a los procesos solares) sino también por la temperatura máxima admisible por la superficie del tubo absorbedor (superficie selectiva encargada de absorber la energía).

Respecto a la primera limitación, ya se están utilizando fluidos de trabajo que alcanzan mayores temperaturas, como las sales fundidas y el agua-vapor. Respecto a la segunda limitación, la tecnología está avanzando para conseguir nuevos tubos absorbedores con superficies selectivas que soporten mayores temperaturas sin degradarse.

Sin embargo, trabajar con mayores temperaturas lleva inherente un aumento de las pérdidas térmicas en el absorbedor y por tanto, una reducción del rendimiento global del colector.

Por otra parte, la generación de electricidad consiste en utilizar un medio de transferencia de calor (el comentado fluido de trabajo o *HTF -Heat Transfer Fluid-*) que, tras haber absorbido la radiación solar en los colectores, transporta la energía térmica hasta un bloque de potencia en el cual, mediante un intercambiador de calor, se genera el vapor necesario para alimentar un ciclo de *Rankine*.

Las nuevas líneas de investigación se centran en la denominada Generación Directa de Vapor (GDV), consistente en generar en los propios colectores solares el vapor que se requiere para el proceso de generación eléctrica. Así es posible eliminar el uso de un fluido intermedio y del intercambiador de calor adaptado a este fluido y que se ocupaba de la generación del vapor. Las consecuencias directas de este avance son una reducción de costes y una mejora de la eficiencia global de la instalación.

### 2.1.2 Componentes de un colector cilindroparabólico

Como se introdujo en la sección 1.5.2, un colector cilindroparabólico consiste en un canal de espejos cilíndricos cuya sección transversal es una parábola, de tal forma que la radiación solar se concentra en el eje focal de dicha parábola, donde se encuentra el tubo absorbedor o receptor

Estructuralmente, este tipo de colectores se compone de cuatro elementos principales:

- La estructura soporte y la cimentación.
- El concentrador cilindro parabólico.
- El tubo absorbedor o receptor.
- El sistema de seguimiento solar.

#### 2.1.2.1 La estructura soporte y la cimentación

La misión de la estructura del colector es la de dar rigidez al conjunto de elementos que lo componen, a la vez que hacer de interfase con la cimentación del propio colector.

Hasta el momento, las estructuras utilizadas por los CCP son todas metálicas, aunque se han empezado a investigar con otros materiales, como fibra de vidrio y materiales plásticos. Los apoyos o pilares también son metálicos, pero se contempla la posibilidad de montarlos de hormigón, conformando un bloque completo con la cimentación.

Para construir la estructura de la parábola se utilizan dos técnicas principalmente, la de tubo de soporte central (*torque tube*) y la espacial (*torque box*).

La primera es la que se utiliza en los colectores *LS-3*, *Senertrough* y *CS XXI* entre otros, y la segunda, la que se utilizaba en los colectores *LS-1* y *LS-2* durante los años 80 y que ha evolucionado en colectores como el *Eurotrough*, *Solargenix*, *SKAL-ET*, etc.

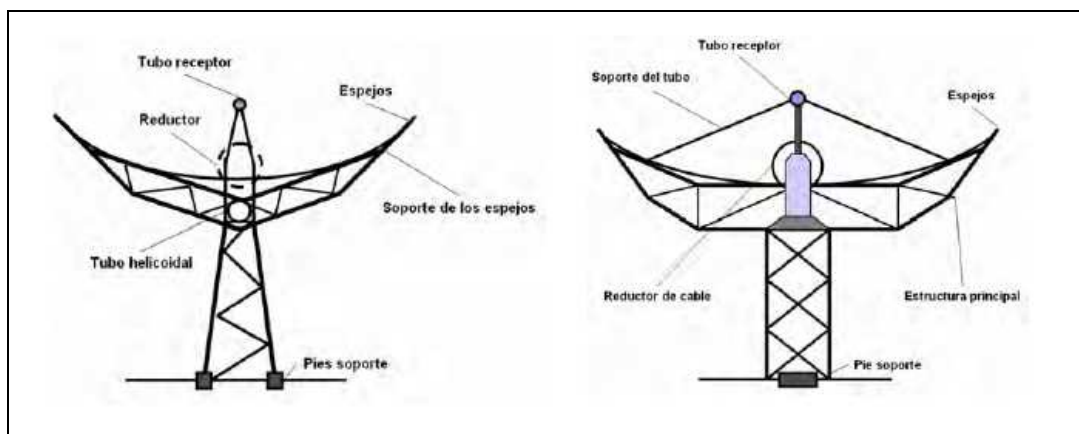


Imagen 2.1 Secciones transversales de los colectores LS-2 y LS-3 respectivamente.



Imagen 2.2 Colector tipo *torque tube*



Imagen 2.3 Colector tipo *torque box*

En concreto, *Eurotrough* cuenta con una estructura cuadrada longitudinal, que es la que realiza los principales esfuerzos. Consiste básicamente en un armazón rectangular con brazos soporte (*cantilever arms*) para los espejos, que consigue reducir las fuerzas sobre las planchas de vidrio y, por consiguiente, reduce las roturas del cristal en condiciones de vientos fuertes.

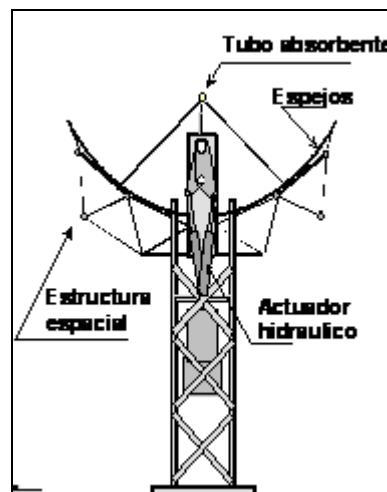


Imagen 2.4 Sección transversal *Eurotrough*

#### 2.1.2.2 El concentrador cilindro parabólico

La misión del concentrador es reflejar la radiación solar que incide sobre él y proyectarla de forma concentrada sobre el tubo absorbedor situado en la línea focal de la parábola formada por el propio concentrador.

Para llevar a cabo la reflexión, se utilizan películas de plata o aluminio depositadas sobre un soporte que le aporta la rigidez necesaria. Estos medios de soporte pueden ser chapa metálica, plástico o, en mayor medida, cristal.

En el caso de usar chapa metálica, lo habitual es que el mismo material tenga la doble función de soporte y reflectante. La principal ventaja de este sistema es su bajo coste. Sin embargo, debido a que la reflectividad del aluminio se deteriora con rapidez a la

intemperie, no suelen utilizarse para aplicaciones industriales donde se requiera gran durabilidad.

En el caso del uso del plástico, lo que se hace es depositar una película de plata o aluminio sobre él, de modo que al final lo que se tiene es una fina lámina de plástico reflectante que puede pegarse a cualquier soporte rígido. Presentan el mismo problema que las chapas a la intemperie, ya que las partículas que transporta el aire arañan y erosionan la superficie, lo que provoca una pérdida de especularidad.

La opción que más se utiliza es, sin duda, emplear vidrio como medio de soporte. En este caso, sobre la cara posterior del vidrio se deposita una fina película de plata protegida por una película de cobre y otra de pintura epoxi.

Dependiendo del espesor del vidrio sobre el que se deposita la película reflexiva de plata, se tienen dos tipos diferentes de espejos:



Imagen 2.5 Perfil de un concentrador (vidrio grueso)

- De vidrio grueso (espesor  $> 3$  mm):

Sufre tratamientos en hornos especiales, para proporcionarle la curvatura parabólica necesaria, de tal modo que puedan ser instalados directamente encima de la estructura del colector. Este tipo de espejos son los más empleados.

- De vidrio delgado (espesor  $< 1.5$  mm):

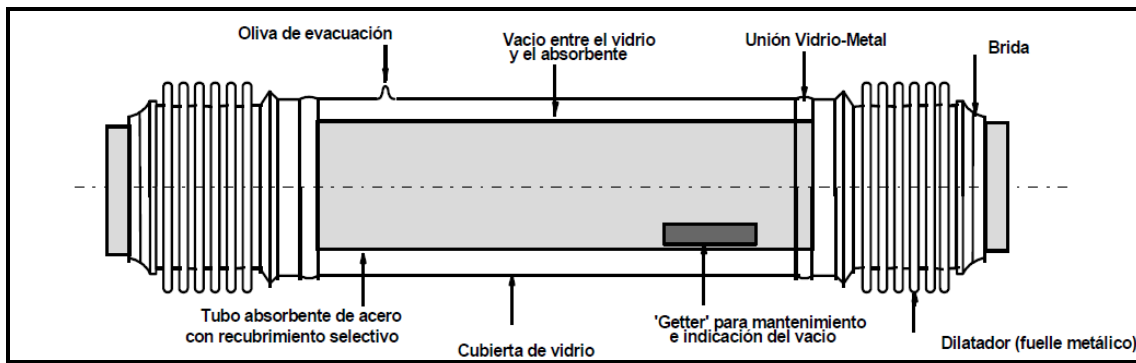
En este caso, los espejos tienen la suficiente flexibilidad como para curvarse en frío y pueden pegarse directamente sobre el soporte. Si el citado soporte es suficientemente rígido, será éste el que de la forma cilindro parabólica; si se trata de un soporte fino, la forma vendrá dada por la propia estructura.

### 2.1.2.3 El tubo absorbedor

El tubo absorbedor es el encargado de convertir la radiación solar concentrada en la energía térmica que transporta el fluido de trabajo.

Se encuentra ubicado en la línea focal del colector, sujeto a la estructura mediante unos brazos soporte. Es uno de los elementos fundamentales de todo CCP, ya que de él depende en gran medida el rendimiento global del colector. Está constituido por dos tubos concéntricos: uno interior metálico, por el que circula el fluido de trabajo, y otro exterior, de cristal.





**Imagen 2.6 Esquema de un tubo absorbedor.**

El tubo metálico lleva un recubrimiento selectivo que le proporciona una elevada absorptividad ( $\sim 94\%$ ) y una baja emisividad ( $\sim 15\%$ ), lo que le proporciona un elevado rendimiento térmico.

El tubo de cristal que rodea al tubo interior metálico tiene una doble misión: la fundamental es reducir las pérdidas térmicas por convección. Además se encarga de proteger el recubrimiento selectivo de las inclemencias meteorológicas. Este tubo suele llevar un tratamiento antirreflexivo en sus dos caras, para aumentar su transmisividad y, consecuentemente, el rendimiento óptico del colector.

Los extremos del tubo de vidrio van unidos, mediante una soldadura vidrio-metal, a un fuelle metálico que va soldado por su otro extremo al tubo metálico interior. Al conjunto de los dos tubos se le hace el vacío y de este modo se logra que exista un espacio anular estanco entre el tubo interior metálico y el tubo exterior de vidrio, que actúa como protector de la superficie selectiva a la vez que, ayudado por el fuelle metálico, se compensa la diferente dilatación térmica de los tubos de vidrio y metal.



**Imagen 2.7 Tubos absorbedores soldados.**

Para asegurar el vacío en el espacio anular, se colocan adheridas al tubo metálico unas piezas pequeñas, denominadas *getters*, que tienen por misión absorber las moléculas procedentes de la degradación del aceite térmico que, debido a que las paredes del tubo

metálico no son absolutamente impermeables, penetran en dicho espacio provocando pérdidas de vacío.

Para hacer el vacío, una vez fabricado el tubo se conecta una bomba de vacío a una pequeña toma que existe en la cubierta de vidrio (oliva de evacuación), la cual se sella cuando se ha alcanzado el vacío deseado.

Las líneas actuales de investigación van dirigidas a minimizar las roturas que sufren estos aparatos. La rotura del tubo suele producirse en la soldadura vidrio-metal, provocada por la incidencia de radiación solar concentrada sobre dicha soldadura. En la actualidad existen varios proyectos que tratan de modificar la configuración de dicha soldadura, buscando proteger esta parte del colector de la radiación, para mantener los niveles de estrés térmico y mecánico por debajo del límite de rotura del vidrio.

#### 2.1.2.4 El sistema de seguimiento solar

Para poder concentrar sobre el tubo absorbedor la radiación solar, el colector debe estar enfocado al Sol permanentemente, para lo cual necesita un mecanismo de seguimiento solar que cambie la posición del colector según el movimiento aparente del Sol en el cielo. El sistema de seguimiento más común consiste en un dispositivo que gira la estructura completa alrededor de un eje.

Como norma general, las filas de colectores se alinean de forma que su eje de giro quede orientado en la dirección Este-Oeste o Norte-Sur. La Imagen 2.8 muestra las dos orientaciones más usuales.

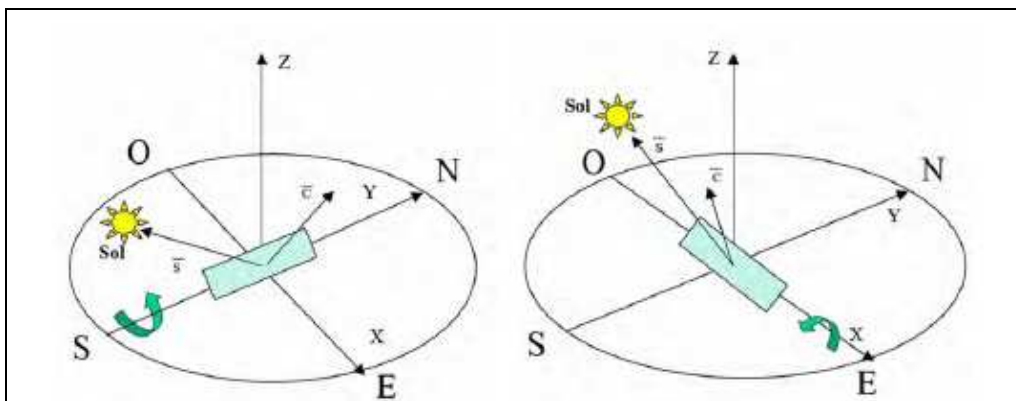


Imagen 2.8 Orientación Norte-Sur (la más habitual) y Este-Oeste

Básicamente se distinguen dos tipos de accionamiento de dicho sistema, bien **eléctrico** (para colectores de un tamaño pequeño-mediano) o bien **hidráulico** (para colectores de mayor tamaño que requieren altos pares de giro en el eje para producir el movimiento), que se encargan de mover el colector de acuerdo con la posición del Sol.

Con el fin de abaratar costes y simplificar la construcción del colector CCP, un solo mecanismo de accionamiento debe de ser capaz de mover varios módulos concentradores conectados en serie y operados conjuntamente como un solo elemento.



Imagen 2.9 Vistas frontal y trasera de una unidad de seguimiento solar.

### 2.1.3 Ejemplos

*Centrales Termosolares SEGS de FPL Energy  
Desierto de Mojave, California, EEUU.*

El conjunto termosolar más grande del mundo, formado por un total de 9 instalaciones distintas, desde SEGS I (1984) hasta SEGS IX (1990), localizadas en 3 emplazamientos distintos en el desierto de Mojave.

Ofrecen en su conjunto un total de 354 MW<sub>e</sub>, repartidos desde los 4 MW<sub>e</sub> generados por un campo solar de 83.000 m<sup>2</sup> en la instalación de SEGS I hasta los 80 MW<sub>e</sub> que ofrecen las SEGS VIII y IX a través de sendos campos solares de casi 500.000 m<sup>2</sup>. El área de captación de las 9 instalaciones supera los 6'5 km<sup>2</sup>.



Imagen 2.10 Vista aérea SEGS



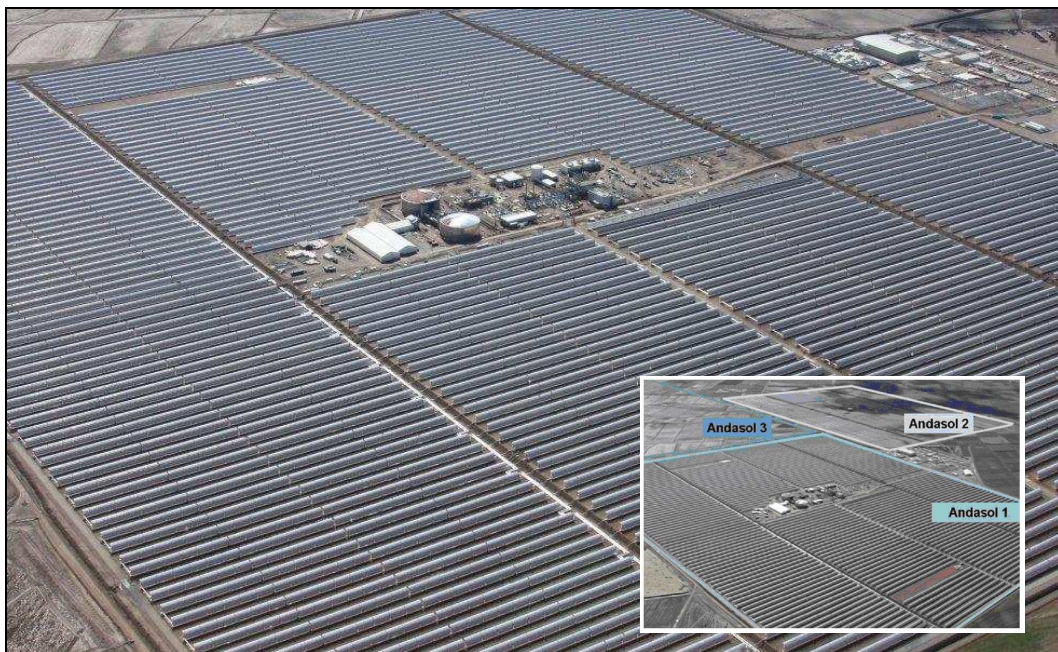
En la imagen anterior podemos ver una fotografía aérea de las 5 instalaciones SEGS III-VII. Aportan una potencia de 30 MW<sub>e</sub> cada una con un campo solar de unos 200.000 m<sup>2</sup>. En la imagen inferior, un detalle de los colectores de retorno de varios lazos de estas mismas instalaciones.



**Imagen 2.11 Colectores cilindroparábólicos de la central SEGS V.**

*Centrales Termosolares Andasol I, II y III de ACS/Cobra y Solar Millenium La Calahorra (Granada).*

Es el conjunto termosolar más grande de Europa constituido por tres plantas de 50 MW<sub>e</sub> cada una. Tienen hibridación fósil (gas natural) y cuentan con un sistema de almacenamiento de sales fundidas, que proporciona, durante 7,5 horas, la energía necesaria para mantener el bloque de potencia a plena carga.



**Imagen 2.12 Vista aérea conjunto Andasol I, II y III.**

En la fotografía anterior, se muestra una imagen aérea del complejo ya construido, *Andasol I*, y de los emplazamientos en construcción de las otras dos plantas. Las tres contarán con un campo solar para cada una de unos 500.000 m<sup>2</sup>. En la fotografía inferior se muestran los dos tanques de almacenamiento de sales fundidas.



Imagen 2.13 Tanques de sales fundidas ( $\text{NaNO}_3\text{-KNO}_3$ )

## 2.2 Sistemas de receptor central o torres de potencia

### 2.2.1 Descripción general

El concepto de estas instalaciones se fundamenta en dirigir la radiación solar hacia un receptor situado en el punto más alto de una torre, mediante espejos denominados *helióstatos*, los cuales están colocados de manera estratégica sobre el campo solar (campo de helióstatos, en este caso) y están dotados de un sistema de seguimiento solar más complejo que el utilizado para los colectores cilindroparabólicos, de dos grados de libertad, lo que contribuye a un mayor aprovechamiento de la radiación solar al no contar con la atenuación debida al ángulo de incidencia.

El receptor es la parte fundamental de esta tecnología, y según el tipo de receptor elegido, se dará lugar a distintas configuraciones para el ciclo del potencia, pudiendo producirse el intercambio térmico directamente del receptor al fluido de trabajo usado por el ciclo de potencia (configuración *solo-primario*) o produciéndose un segundo intercambio de calor entre el fluido calorífero y el fluido de trabajo.

Además, si bien la configuración habitual de un ciclo de potencia alimentado por colectores cilindroparabólicos es la de un ciclo *Rankine*, las torres de potencia presentan mayor flexibilidad, pudiéndose integrar en ciclos de potencia tanto de agua-vapor (*Rankine*) como de gas (*Brayton*) y permiten emplear sales fundidas para las diferentes

modalidades de mejora de eficiencia del ciclo (precalentamiento, recalentamiento, regeneración, interrefrigeración, etc.).

Asimismo, se adapta con facilidad a distintas opciones de hibridación y almacenamiento de energía.

Desde el punto de vista comercial, las torres de potencia, después de la fase de escalado y demostración del concepto, se encuentran hoy en día a punto de comenzar su primera etapa de explotación. El ensayo de más de 10 pequeñas instalaciones experimentales de este tipo (de entre 0,5 y 10 MW<sub>e</sub>), principalmente en los años 80, sirvió para demostrar la viabilidad técnica del concepto.

Desde el punto de vista tecnológico, esta manera de concentrar la radiación supone un paso adelante en el desarrollo tecnológico solar, ya que supone la introducción de una nueva clasificación de temperaturas de trabajo, las de alta temperatura, situándose en intervalos de entre 500-600 °C con los receptores más limitados hasta temperaturas de entre 1000-1400 °C con los receptores volumétricos de última generación. Estas temperaturas de trabajo no son sino consecuencia directa de las altas capacidades de concentración de estos componentes, presentándose valores de concentración variables, desde las centenas de veces (200-300) hasta varios millares (2000-3000).

### **2.2.2 Componentes de una torre de potencia.**

Se podría subdividir una torre de potencia en tres elementos diferenciados:

- La torre y su cimentación.
- El campo de helióstatos con un sistema de seguimiento solar.
- El receptor.

#### **2.2.2.1 La torre y su cimentación**

Su principal misión es la de situar al receptor de la radiación solar a la altura y distancia óptimas según la configuración del campo de helióstatos. En las instalaciones comerciales actuales, llegan a medir más de 100 m de altura.

Generalmente son construidas en hormigón, aunque también podemos encontrar ejemplos de torres construidas como una estructura metálica en celosía.

Se pueden ver algunas de estas torres en las siguientes imágenes:





Imagen 2.14 CESA I (Almería)



Imagen 2.15 PS10 (Sevilla)



Imagen 2.16 Solar Two (EEUU)

### 2.2.2.2 El campo de helióstatos

Un helióstato consta básicamente de un conjunto de espejos planos (superficies reflectantes denominadas facetas) dispuestos convenientemente sobre una estructura soporte, la cual a su vez dispone de un mecanismo individual de seguimiento del Sol.

Pueden tener diversas geometrías, dependiendo fundamentalmente del tipo de receptor.

Las facetas son la parte reflectante del helióstato. Se pueden encontrar de diferentes formas y tamaños, generalmente fabricadas en vidrio, sobre el que se deposita una capa reflectante de plata o aluminio, junto con una capa de pintura por la parte posterior que protege a la misma. Se puede alcanzar una reflectividad media de en torno al 90%.

Es reseñable el hecho de que las facetas no tienen una geometría completamente plana, sino que son sometidas a distintos tratamientos para darles un cierto cantedado y así poder lograr una buena formación de la imagen reflejada sobre el receptor.



Imagen 2.17 Helióstato (120 m<sup>2</sup>; 28 facetas rectangulares (7x4))

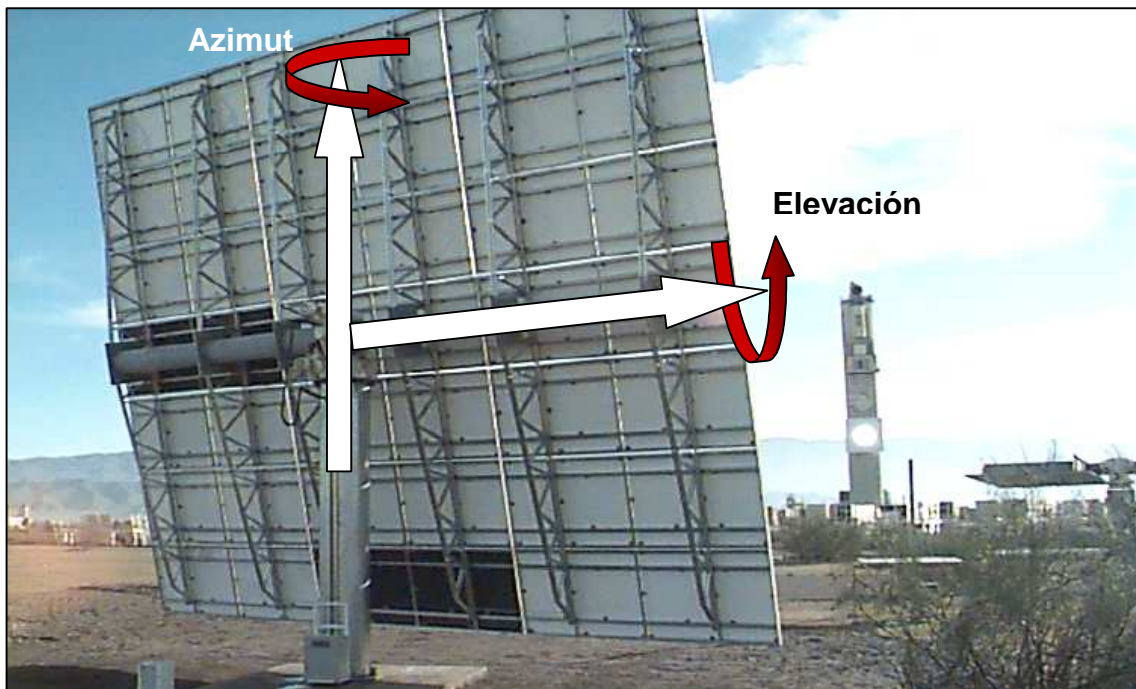
Por último, tienen tres o cuatro puntos de anclaje mediante los cuales se sujetan a la estructura soporte correspondiente.

La estructura está formada por celosías metálicas, que sirven de soporte a las facetas. Estas celosías están sujetas a un eje cilíndrico horizontal que, a través del mecanismo reductor del sistema de seguimiento, proporciona el movimiento al heliostato.



**Imagen 2.18 Estructura soporte en T de un heliostato.**

En este caso, un heliostato cuenta con un seguimiento en dos ejes: azimutal y de elevación. Esto, como ya se ha comentado, anula la existencia de un ángulo de incidencia y por tanto se consigue mayor aprovechamiento de la radiación solar directa.



**Imagen 2.19 Sistema de seguimiento solar de un heliostato (a dos ejes)**

Desde el punto de vista del desarrollo tecnológico, la evolución de los helióstatos ha sido importante, desde los primeros espejos con una estructura pesada y rígida con segundas superficies acristaladas, hasta los más recientes, mucho más ligeros de peso y de menor coste, con reflectores a base de polímeros con la superficie anterior plateada.

Las líneas actuales de investigación se centran en conseguir helióstatos más económicos y sin pérdidas de eficiencia, ya que el conjunto facetas-estructura soporte llega a suponer hasta un 66% de la inversión total de la instalación.

Por un lado, se están buscando configuraciones de gran fachada (de más de 100 m<sup>2</sup>, como el ejemplo de la Imagen 2.17) con las consecuentes reducciones en el precio por m<sup>2</sup> de estructuras y mecanismos. El contrapunto es una reducción de los rendimientos ópticos así como mayores dificultades en el mantenimiento, lavado, transporte e instalación, debido a las grandes dimensiones.

Por otro lado, se están desarrollando helióstatos de *membrana tensionada*, que son helióstatos con una superficie metálica muy fina, tensada desde un anillo, el cual a su vez soporta a la propia membrana. La parte anterior de la membrana está cubierta por una base de plata reflectante.



Imagen 2.20 Helióstatos de membrana tensionada.

### 2.2.2.3 El receptor

El receptor es el elemento que recibe la radiación solar concentrada y la transforma en energía térmica, proceso que generalmente conlleva altas temperaturas y altos niveles de flujo incidente por lo que se debe cuidar especialmente las pérdidas tanto radiantes, como convectivas así como la degradación del fluido de transferencia.

Existen numerosas propuestas y ensayos experimentales de receptores solares con distintas configuraciones adaptadas a los distintos fluidos de transferencia térmica que se han propuesto, existiendo receptores de **intercambio directo**, cuando el fluido es expuesto directamente a la radiación y la absorbe y de **intercambio indirecto**, cuando existe algún elemento intermedio que se encarga de transformar la radiación solar a calor, y cede después este calor convectivamente al fluido de transferencia térmica.



A su vez, constructivamente, también existen diferentes configuraciones, según su orientación y según la manera en que se absorbe la radiación incidente. Así se pueden distinguir los siguientes tipos:

- Receptor exterior:

La radiación solar se absorbe en unos tubos situados en el ambiente exterior por los que circula el fluido de trabajo. La exposición directa al ambiente exterior implica unas grandes pérdidas térmicas, por lo que no es posible trabajar a temperaturas muy elevadas (si bien no tienen problema para trabajar a los 550 °C de los ciclos *Rankine* convencionales). Por otro lado, el hecho de que los tubos intercepten directamente la radiación solar mientras que el fluido de trabajo que los refrigera circula por el interior al otro lado de la pared, hace que las relaciones de concentración con las que trabaja este receptor no puedan ser muy elevadas para evitar sobrecalentamientos de los tubos que ocasionen su quemado. Esto a su vez, obliga a considerar varios puntos de enfoque del campo de helióstatos sobre el receptor, lo cual reduce la interceptación de la radiación solar reflejada.

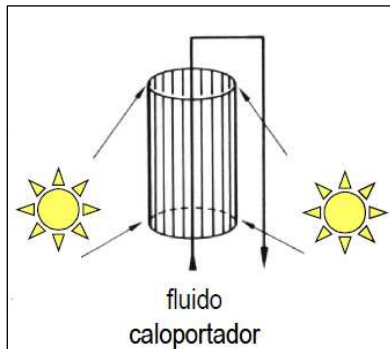


Imagen 2.21 Receptor exterior.

- Receptor de cavidad:

La radiación solar se absorbe en tubos situados en el interior de una cavidad, por lo que están más protegidos del ambiente exterior. Esta protección le permite trabajar a mayores temperaturas. Además, el flujo solar en los tubos es menor que en la apertura, con la ventaja añadida de reducir la temperatura de trabajo de los mismos.

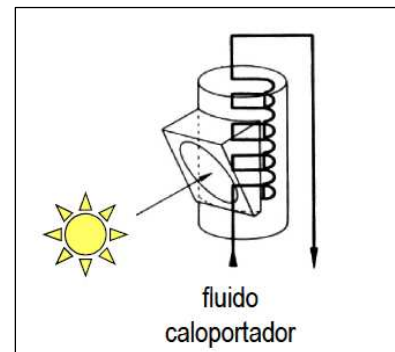


Imagen 2.22 Receptor de cavidad.

- Receptor volumétrico:

La radiación solar se absorbe en una matriz porosa por la que circula el fluido de trabajo, lo cual tiene la ventaja de reducir las temperaturas de trabajo de la pared sólida, pues por un lado la potencia solar incidente se absorbe sobre una gran superficie (reduciendo el flujo solar), y por el otro lado, el fluido de trabajo circula en contacto con la pared que recibe la radiación solar. Esto permite trabajar con mayores relaciones de concentración alcanzando temperaturas de operación más elevadas. Además, el receptor volumétrico se adapta muy bien a funcionar con aire como fluido de trabajo.

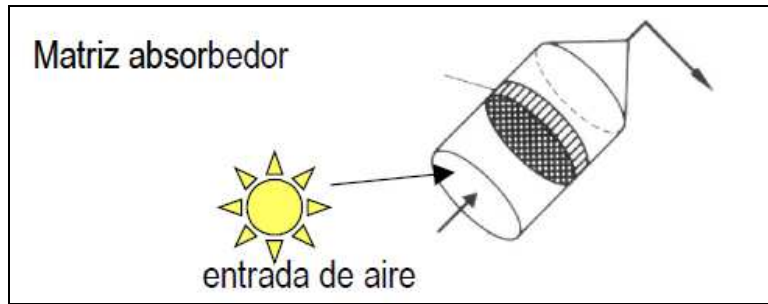


Imagen 2.23 Receptor volumétrico.

- Receptor de lecho fluido:

Este tipo de receptor busca reducir todavía más las limitaciones de operación por temperaturas elevadas de la superficie receptora. En este caso, como superficie receptora se emplean partículas de un material refractario en contacto directo con el fluido caloportador. Tiene unas aplicaciones más orientadas a la química solar que a la generación de electricidad.

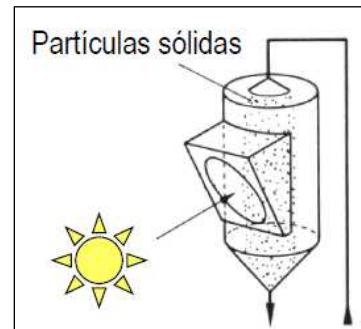


Imagen 2.24 Receptor de lecho fluido.

### 2.2.3 Ejemplos

*Central Termosolar Solar Two de Solar Two Consortium.  
Desierto de Mojave (California, EEUU). 10 MW<sub>e</sub>*

Orientación circular del campo de helióstatos. 926 helióstatos con un total de 82.750 m<sup>2</sup> de área de apertura.



Imagen 2.25 Vista frontal Solar Two



Imagen 2.26 Vista aérea Solar Two.



*Central Termosolar Solúcar PS10 de Abengoa Solar.  
Sanlúcar la Mayor (Sevilla). 11MWe.*

Orientación -sólo norte- del campo de helióstatos. 624 helióstatos con un total de 75.000 m<sup>2</sup>.



Imagen 2.27 Vista torre (lateral).



Imagen 2.28 Vista aérea.

## 2.3 Discos parabólicos o discos *Stirling*

### 2.3.1 Descripción general

Probablemente esta sea la tecnología actual más ambiciosa, ya que se pueden llegar a alcanzar altas temperaturas con altas relaciones de concentración (del orden de muchos cientos o miles) con lo que, globalmente, resulta ser la tecnología más eficiente. En contrapartida, económicamente resulta ser la tecnología más costosa.

En estos sistemas se emplea como concentrador un único disco parabólico de varios metros de diámetro, el cual, mediante el oportuno sistema de seguimiento solar de dos ejes, concentra la radiación solar directa que incide sobre su área de apertura, en la región focal del paraboloide. Aquí se sitúa un receptor-absorbedor encargado de recoger esa radiación solar y convertirla en energía térmica. Acoplado al receptor se sitúa un motor tipo *Stirling*, cuyo foco caliente es el propio receptor y que funciona, por tanto, con un fluido de trabajo que ha sido calentado en el receptor solar.

El fluido de trabajo más habitual, por sus buenas características de transmisión de calor, suele ser helio o hidrógeno, aunque también se puede usar nitrógeno e incluso aire.

Por otra parte, se considera que el motor *Stirling* (de combustión externa) es el motor termodinámicamente más eficiente de entre todos los existentes para transformar calor en energía mecánica, ya que es el que más se aproxima, en la práctica, al teórico rendimiento ideal de Carnot.

No obstante, pese al enorme potencial a largo plazo de esta tecnología (debido a sus elevadas eficiencias y a su autonomía y modularidad), la limitación en cuanto a su

potencia unitaria (inferior a 25 kW) obstaculiza muchas aplicaciones que pretenden la producción eléctrica a gran escala. Así, tienen su aplicación más práctica en la producción de electricidad para autoconsumo en lugares aislados donde no llegue la red eléctrica (bombeo de agua en pozos, suministro de electricidad a núcleos de viviendas rurales, etc.), donde cabe esperar que puedan competir con sistemas más desarrollados comercialmente como los fotovoltaicos o los generadores diesel.

### 2.3.2 Componentes de un disco Stirling

Manteniendo las semejanzas con otras tecnologías de concentración solar, una instalación de disco parabólico se puede dividir en los siguientes elementos:

- El concentrador parabólico.
- El receptor-absorbedor.
- El motor de combustión *Stirling*, con generador incorporado.
- El sistema de seguimiento solar.

#### 2.3.2.1 El concentrador parabólico

El concentrador es el suministrador de combustible del motor *Stirling*. Se encarga de reflejar y concentrar la radiación solar directa en un foco, en este caso un foco puntual, como en las torres de potencia, donde se alberga el receptor.

Para la operación óptima del motor *Stirling* se necesitan las temperaturas más altas posibles, y esto sólo se consigue con concentradores de geometría paraboloide.

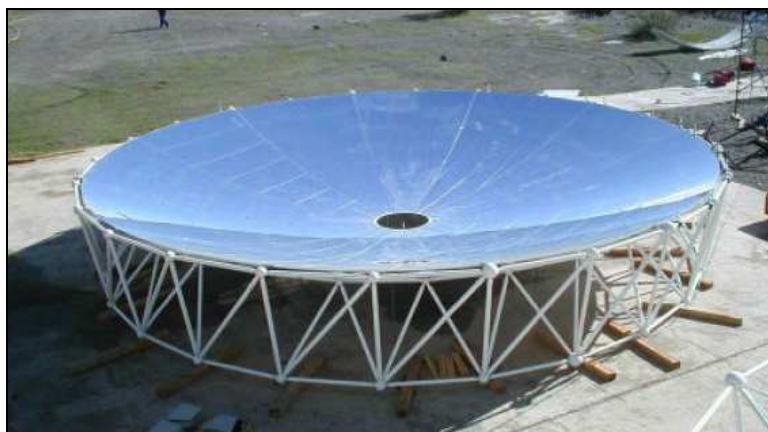


Imagen 2.29 Concentrador parabólico (8,5 m de diámetro).

Los concentradores como el de la imagen superior están formados por 12 segmentos individuales fabricados en resina de fibra de vidrio que, una vez montados, forman una perfecta estructura parabólica. A este armazón se le adhieren las láminas de espejos de vidrio delgado (0,8 mm de espesor) que proporcionan a la instalación una alta reflectividad de en torno al 94%.

El conjunto se termina dotando al armazón de espejos de una estructura en celosía a modo de anillo que le sirve a los espejos de refuerzo y a la que posteriormente se le añadirán las estructuras de soporte del motor y el sistema de seguimiento solar.

No todas las instalaciones presentan la misma estructura ni la misma tecnología de reflexión y concentración. Véase como ejemplo la imagen siguiente, que presenta el uso de membrana tensionada para el diseño de los espejos.

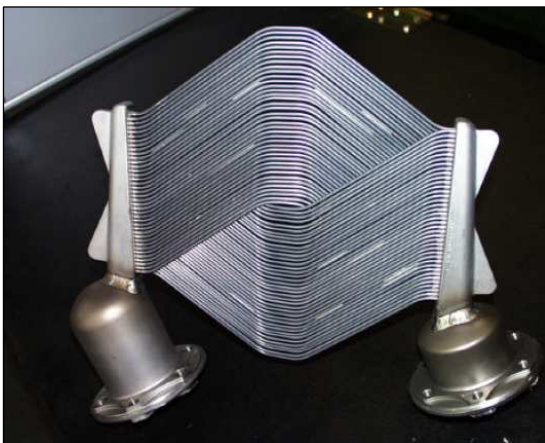


**Imagen 2.30** Concentradores parabólicos de membrana tensionada.

#### 2.3.2.2 El receptor

El receptor es el enlace entre el concentrador y el motor Stirling. Esencialmente tiene dos tareas: por un lado, absorber tanta radiación solar reflejada por el concentrador como sea posible y por otro, transferir esta energía absorbida en forma de calor al motor Stirling con las menores pérdidas posibles.

En función de sus horas diarias de operación, podríamos distinguir dos tipos de receptores. Unos de tipo *sólo-solar* que únicamente pueden actuar entre la salida y la puesta del Sol y otros receptores híbridos, equipados de un quemador de gas y que pueden operar durante todo el día.



**Imagen 2.31** Receptor de tubos sólo-solar.

El receptor de la Imagen 2.31 es un receptor de tubos y de tipo sólo-solar. Se desarrolló para conectarlo directamente a los pistones de un motor Stirling. Consta de una multitud de tubos muy finos (diámetro alrededor de los 3 mm) capaces de resistir elevadas temperaturas. En su conjunto, conforman un área cerrada que se considera la superficie absorbedora.

### 2.3.2.3 El motor Stirling:

El principio de funcionamiento es el trabajo hecho por la expansión y contracción de un gas al ser obligado a seguir un ciclo de enfriamiento en un foco frío, con lo cual se contrae, y de calentamiento en un foco caliente, con lo cual se expande. Es decir, es necesaria la presencia de una diferencia de temperaturas entre dos focos y se trata de un motor térmico.

Posee dos extraordinarias propiedades, que lo hacen ideal para las aplicaciones solares: la primera es la flexibilidad que presenta a la hora de trabajar con distintas fuentes de calor, permitiendo por tanto la posibilidad de trabajar de forma híbrida. Esto significa que con la instalación adicional de un elemento quemador se tendría la posibilidad de generar el calor a través de combustibles fósiles o bio-combustibles. La segunda es la elevada vida media que posee en condiciones de operación, debido sobre todo a la disminución notable de la suciedad interna en rodamientos y pistones normalmente producida por la quema de combustibles.



Imagen 2.32 Motor y receptor



Imagen 2.33 Motor con generador acoplado



Imagen 2.34 Motor cerrado listo para acople en foco.

En la primera de las imágenes anteriores, se puede apreciar el receptor de tubos de la Imagen 2.31 acoplado ya sobre la cabeza de los pistones del propio motor *Stirling*. Todo el conjunto *receptor-absorbedor-motor Stirling-generador*, se colocará en el punto focal del paraboloide, y será el lugar donde se produzca la transformación de energía solar a energía térmica, a energía mecánica y, finalmente, a energía eléctrica.

### 2.3.2.4 El sistema de seguimiento

Los discos parabólicos presentan un sistema de seguimiento solar a dos ejes, pero con una particularidad añadida y es que además del seguimiento según el eje azimutal y de elevación, pueden seguir al sol según las coordenadas horarias, esto es, según el eje de declinación y según el eje de ángulo horario (seguimiento *polar*).

Una posible configuración de un sistema de seguimiento es la mostrada en la imagen siguiente. En esta instalación, todo el conjunto de componentes descritos se acoplan a sendas estructuras circulares, que son las que proporcionan los giros según elevación y



según azimut. La estructura que apoya sobre el suelo es la que gira según el eje azimutal y está dotada de varias ruedas que permiten su movimiento circular. Todo ello controlado por los correspondientes sensores de seguimiento solar y movido por un pequeño servo-motor.

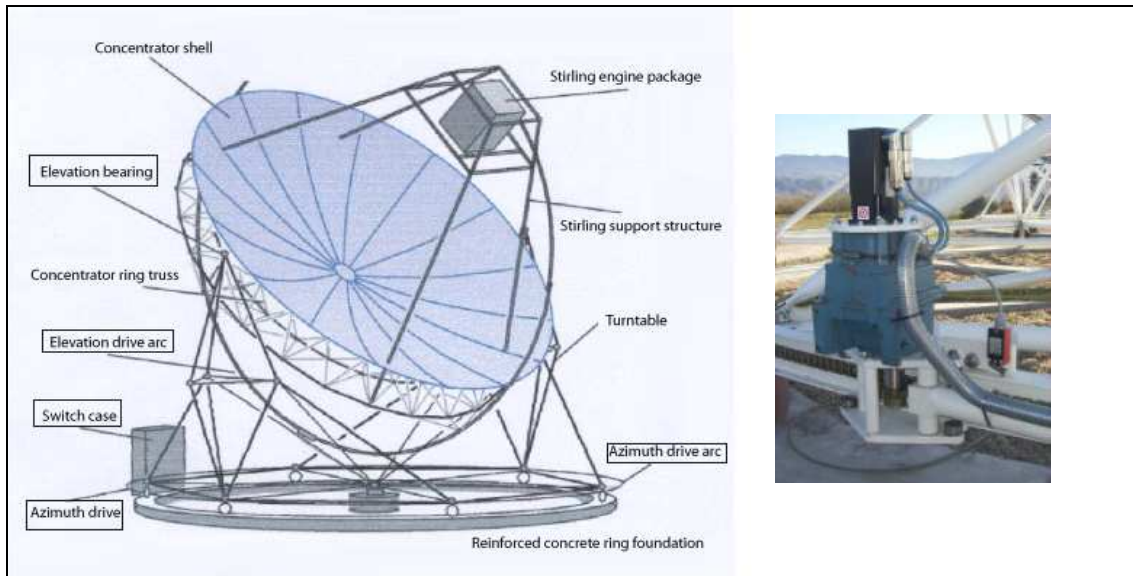


Imagen 2.35 Esquema gral. (marcados los elementos de seguimiento) y detalle del motor impulsor.

### 2.3.3 Ejemplos

*Proyectos DISTAL I, DISTAL II y EURODISH de la Plataforma Solar de Almería. Tabernas (Almería).*



Imagen 2.36 *DISTAL I*

7'5 m de diámetro  
Membrana tensionada  
Hasta 9 kW<sub>e</sub>  
C = 12000



Imagen 2.37 *DISTAL II*

8'5 m de diámetro  
Membrana tensionada  
Hasta 10 kW<sub>e</sub>  
C = 16000



Imagen 2.38 *EURODISH*

8'5 m de diámetro  
Segmentos individuales  
Hasta 10 kW<sub>e</sub>  
C = 16000  
Reducción de costes

***Proyectos SOLAR ONE & TWO de Stirling Energy Systems (SES) y Tessera Solar.  
Desierto de Mojave (California, EEUU).***

Este proyecto aún se encuentra en fase de aprobación presupuestaria, pero desde *SES* aseguran ser capaces de desarrollar dos plantas de producción eléctrica (*Solar One* y *Solar Two*) a base de instalaciones de disco *Stirling* de 25 kWe, asegurando hasta 1750 MWe (1'75 GWe) mediante la explotación de 70.000 unidades de discos parabólicos como los de las imágenes siguientes:



**Imagen 2.39 Concentradores *SES* de tipo facetado; 25kWe por unidad.**

***Proyectos Maricopa y Casa del Ángel Termosolar de INFINIA  
Phoenix (EEUU) y Casa de los Pinos (Cuenca, España).***

Proyectos actualmente en construcción. Pocas unidades debido a los obstáculos económicos que conlleva esta tecnología. Proyectos de 40 unidades de 25kW. El proyecto de Cuenca está íntegramente financiado por la empresa española *Renovalia*.



**Imagen 2.40 Discos parabólicos de INFINIA**

## CAPÍTULO 3.

### Estudio energético de un Colector Cilindro Parabólico.

El objetivo de este capítulo es el desarrollo de un modelo termodinámico de un colector cilindro parabólico.

Para ello, se recurrirá a un balance energético en uno de los módulos que componen dicho colector, para distintas condiciones de contorno, que va a permitir determinar el comportamiento del colector a través de sus curvas de rendimiento.

En primer lugar, se analizarán la naturaleza y las particularidades de la fuente de energía primaria, la energía solar. A continuación se estudiará el origen de las pérdidas energéticas sobre el colector, mediante una caracterización óptica del mismo (para cuantificar las pérdidas ópticas), un estudio de los parámetros geométricos que afectan al rendimiento del colector (para evaluar las pérdidas por geometría) y un balance energético de una sección longitudinal del conjunto colector-tubo absorbedor (para considerar las pérdidas térmicas y comparar los resultados teóricos con los experimentales).

Por último, se concluirá con el cálculo de la potencia térmica útil y las representaciones de las curvas de rendimientos del colector.

#### 3.1 Potencia térmica solar.

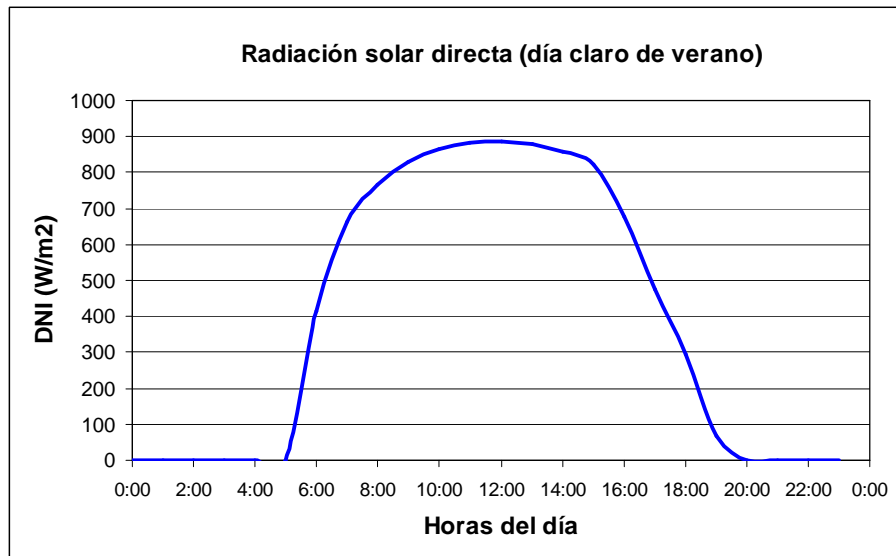
Dado que la fuente de energía primaria es en este caso la energía solar, la potencia térmica incidente en el tubo absorbedor varía tanto de manera estacional a lo largo del año, como acorde a las condiciones climatológicas. Además, el hecho de tratarse de un sistema óptico de concentración, la única energía solar aprovechable es la que no ha sido dispersada a través de los agentes atmosféricos, como el polvo, los aerosoles o las nubes: la energía solar directa.

En la gráfica siguiente se muestra la radiación directa típica de un día despejado de verano de un lugar de España a unos 40° de latitud.

Esta gráfica nos da una idea de los valores de radiación que son susceptibles de ser concentrados en el colector. La potencia térmica resultante es el producto de esta radiación directa, que se denotará por el acrónimo anglosajón *DNI* (*Direct Normal Irradiance*, [ $W/m^2$ ]), por el área de apertura del colector.

$$Q_{sol} = DNI \cdot A_{apert} \quad [W]$$

**Ecuación 3.1**



Gráfica 3.1 Radiación Solar Directa de un día despejado de verano.

## 3.2 Potencia perdida.

Pero cuando esta energía solar alcanza la superficie del colector, se pierde una cantidad importante de ella, debido a que la concentración no es un proceso ideal y se ve afectado por diferentes aspectos. Podríamos dividir todas estas pérdidas en tres grupos:

- Pérdidas ópticas.
- Pérdidas geométricas.
- Pérdidas térmicas.

### 3.2.1 Pérdidas ópticas.

Las pérdidas ópticas provocan que sólo una parte de la radiación solar directa que alcanza la apertura del concentrador llegue al fluido que circula por el interior del tubo absorbedor. Estas pérdidas se originan por distintos motivos, como por ejemplo, los siguientes:

La superficie reflectante (*espejo*) no es un reflector perfecto, es decir, no todos los rayos del sol que incidan sobre la parábola serán reflejados. El parámetro que cuantifica la cantidad de radiación reflejada por los espejos del colector con respecto a la radiación incidente es la **reflectividad ( $\rho$ )**.

El vidrio que recubre al tubo absorbedor no es un material absolutamente transparente, esto es, que existirá una pequeña parte de la radiación reflejada en la parábola que no llegará al absorbedor ya que será tanto absorbida por el vidrio como reflejada. Del mismo modo que se define la reflectividad, se puede ponderar esta propiedad mediante la **transmisividad ( $\tau$ )**.



El material que recubre al tubo absorbedor no es un absorbente perfecto, luego de nuevo hay que considerar otra fracción de energía que no va a llegar al fluido. En este caso el parámetro característico es la **absortividad** ( $\alpha$ ).

Por otras causas de diferente índole, como imperfecciones macroscópicas y microscópicas, errores de posicionamiento o seguimiento del colector y por deformaciones en la estructura del colector, ya sea por su peso propio (poco influyentes) o por la acción del viento (muy influyentes), otra parte de la energía no alcanzará la superficie del tubo absorbedor. Estas pérdidas se pueden agrupar en el llamado **factor de interceptación** ( $\gamma$ ).

Este factor tiene una dependencia directamente proporcional con el área del absorbedor pero inversamente proporcional a la superficie del colector, como se puede ver en la Ecuación 3.2

$$\gamma = \frac{\int_{-a}^a DNI(a) da_{abs}}{\int_{-\infty}^{\infty} DNI(a) da_{colect}}$$

**Ecuación 3.2**

El hecho de aumentar el tamaño del absorbedor, ocasiona una reducción de las pérdidas ópticas pero por el contrario, aumentan las térmicas. Es necesario, por tanto, lograr un dimensionado adecuado del receptor que permita compaginar ambos tipos de pérdidas de energía.

Estos cuatro parámetros son adimensionales y toman valores entre 0 y 1 (aunque también es habitual encontrarlos como tantos por cien [%]). Considerando el conjunto de todos estos fenómenos, se puede definir mediante el producto de ellos, un **rendimiento óptico del colector**,  $\eta_{opt}$ .

$$\eta_{opt} = \rho \cdot \tau \cdot \alpha \cdot \gamma$$

**Ecuación 3.3**

Es oportuno señalar, que estos valores tienen una dependencia del ángulo de incidencia. Los suministradores, tanto de tubos como de espejos, proporcionan los valores ópticos para un ángulo de incidencia nulo. Se puede hablar entonces, con estos valores nominales, de un rendimiento óptico pico:

$$\eta_{opt,pico} = \rho \cdot \tau \cdot \alpha \cdot \gamma|_{0^\circ}$$

**Ecuación 3.4**

Este valor, mientras no se hayan degradado los materiales, deberá permanecer constante, ya que no depende ni de la radiación solar ni de la temperatura del fluido por los tubos.

Sin embargo, lo que sí influye sobre el rendimiento óptico son las consecuencias de las distintas partículas atmosféricas y el polvo que se depositan –inevitablemente por el hecho de tener una instalación al aire libre– sobre las superficies del tubo absorbedor y de los espejos. Tendremos que hablar entonces de un **factor de ensuciamiento** (también

llamado *factor de limpieza*), que no es más que una cuantificación del grado de ensuciamiento (o limpieza) de las superficies ópticas. Lo habitual es que el fabricante proporcione los parámetros ópticos con un grado del 100% de limpieza.

### 3.2.2 Pérdidas geométricas.

Las pérdidas geométricas sobre un colector cilindro parabólico derivan principalmente de la existencia de un ángulo de incidencia sobre dicho colector y se pueden resumir en:

- **Efecto coseno:** la potencia solar interceptada por el área de captación es proporcional al coseno del ángulo de incidencia.
- **Pérdidas por final de colector:** a medida que aumenta el ángulo de incidencia, parte de los rayos del Sol reflejados por los espejos no son capaces de interceptar el tubo absorbedor. Como puede observarse en la Imagen 3.1, para un ángulo de incidencia no nulo, existe una parte al final del tubo receptor que no está iluminada por los rayos reflejados por el espejo. En la Imagen 3.2 se muestra un perfil del colector cilindro parabólico para intentar evidenciar, de forma muy simplificada, cómo es posible que exista una parte no útil al final del tubo receptor.

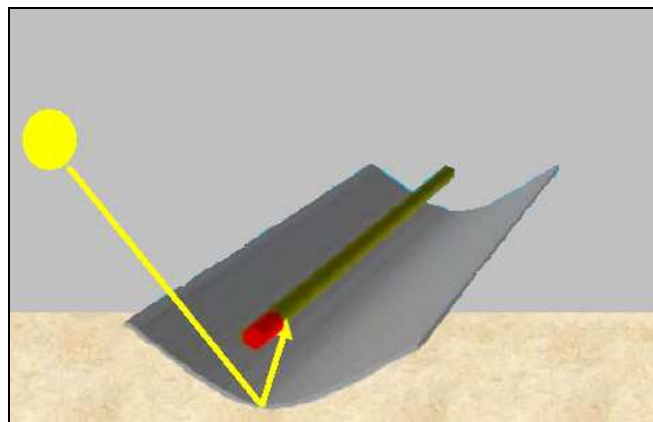


Imagen 3.1

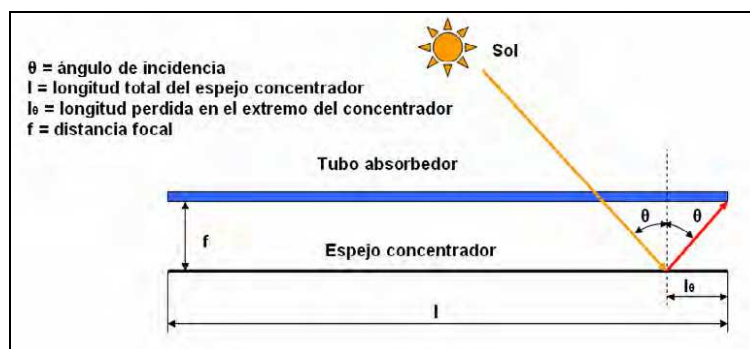


Imagen 3.2

- **Pérdidas por bloqueos y sombras de elementos estructurales** proyectadas sobre la superficie de los espejos.
- **Pérdidas por la modificación de algunas propiedades** puramente *ópticas* del colector (reflectividad de los espejos, transmisividad del tubo de vidrio y absorptividad del recubrimiento selectivo del tubo metálico).

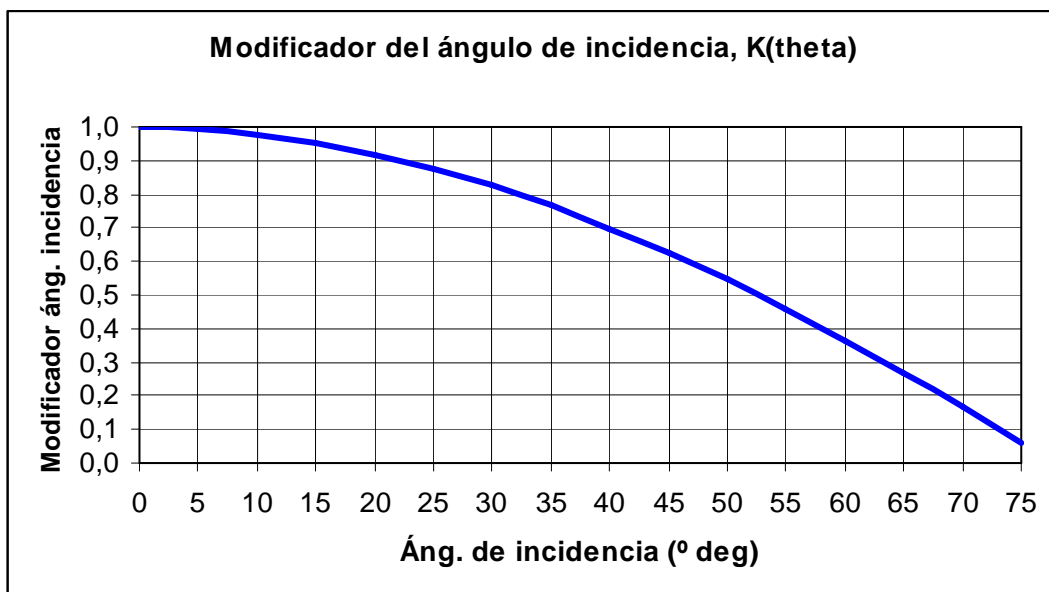
Para cuantificar la influencia del ángulo de incidencia, tanto sobre las pérdidas ópticas como sobre las pérdidas geométricas, se introduce un parámetro denominado **modificador del ángulo de incidencia,  $K(\theta)$** , que tiene en cuenta todas las pérdidas citadas, y cuyo valor es una función polinómica dependiente del ángulo de incidencia  $\theta$  determinada de manera experimental.

Para el caso del colector que se estudiará en este proyecto, *Eurotrough II*, esta función viene expresada por:

$$K(\theta) = \cos(\theta) - (2,859621 \cdot 10^{-5} \cdot \theta^2) - (5,25097 \cdot 10^{-4} \cdot \theta)$$

**Ecuación 3.5**

Función que, para el ángulo  $\theta$  dado en grados, toma la forma que muestra la gráfica siguiente:



**Gráfica 3.2**

Por otra parte, en caso de presentar una instalación con un campo de colectores cilindroparábolicos que estén ordenados en filas, además del efecto del ángulo de incidencia habrá que considerar unas pérdidas adicionales por sombreamiento entre filas paralelas, como se puede ver en la Imagen 3.3.

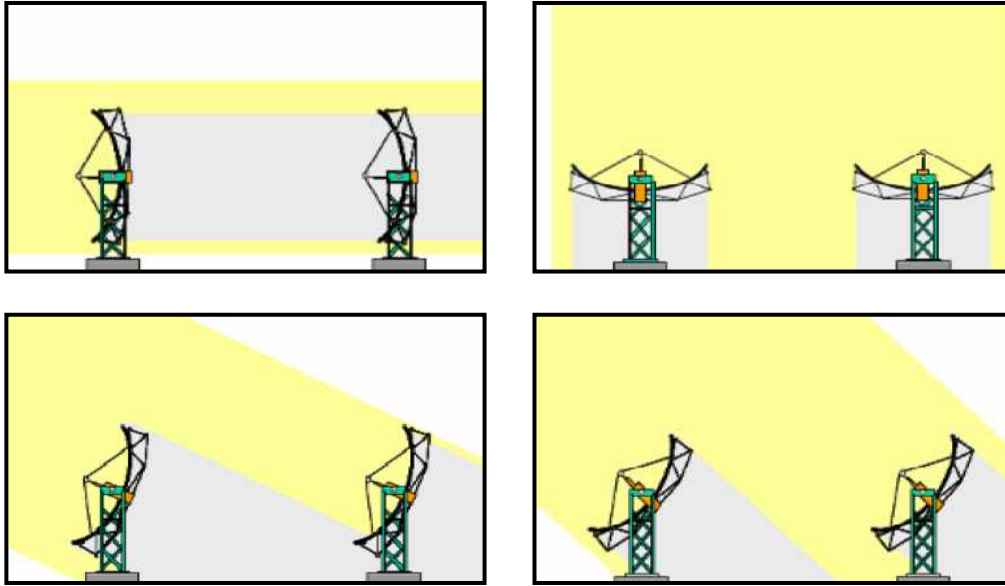


Imagen 3.3 Esquema del efecto de las sombras sobre filas paralelas de colectores (presencia de sombras en las imágenes superiores y ausencia de éstas en las inferiores)

Este hecho sucede únicamente durante las horas del orto y el ocaso y la consecuencia es una reducción del área de captación, provocando por tanto una disminución de la potencia absorbida.

El parámetro usado para reflejar el impacto de este fenómeno es el **factor de sombras** ( $F_{sombras}$  o  $F_{shad}$ ) y su cálculo detallado, basado en relaciones trigonométricas, puede resumirse según la expresión:

$$F_{shad} = 1 - \left( \frac{L}{W} \right) \cos \beta$$

Ecuación 3.6

Donde L es la longitud entre filas [m], W es el ancho de apertura del colector [m] y  $\beta$  es el ángulo de seguimiento, que se define según:

$$\cos \beta = \frac{\cos(\alpha_s) \cdot \cos(\gamma_s) \cdot \sin(\sigma) + \sin(\alpha_s) \cdot \cos(\sigma)}{\cos(\theta)}$$

Ecuación 3.7

Donde  $\alpha_s$  es la elevación solar,  $\gamma_s$  es el azimut solar,  $\sigma$  es la pendiente del terreno (positiva hacia el sur) y  $\theta$  es el ángulo de incidencia.

Las pérdidas por sombras podrían reducirse e incluso eliminarse, aumentando la distancia entre filas paralelas. En la práctica, es necesario optimizar esta distancia, teniendo en cuenta aspectos como:

- Aumento de la superficie necesaria para la instalación del campo solar, lo que ocasiona un importante incremento económico, al aumentar los costes por compra de terreno, obra civil, etc.
- Aumento de costes en tuberías y aislantes para éstas, además de unas mayores pérdidas térmicas en toda la red de *piping*.
- Aumento del volumen de fluido térmico, hecho que provocará mayores costes en compras de fluido y en reposición de éste tras su degradación.
- Aumento de pérdidas de carga en el circuito y, por tanto, mayor consumo parásito de la instalación debido a la necesidad de aumentar el salto de la presión de bombeo.

### **3.2.3 Pérdidas térmicas.**

Las pérdidas térmicas son el efecto de la diferencia de temperaturas que se crea entre el ambiente y la temperatura media del fluido, la cual se va incrementando conforme dicho fluido avanza por el interior del tubo absorbedor, en cada sección transversal de éste.

Como se observa en las imágenes siguientes, el balance energético en una sección del tubo receptor depende principalmente de:

- Pérdidas por radiación de la cubierta de vidrio al cielo abierto.
- Pérdidas por convección (libre/forzada) de la cubierta de vidrio al ambiente.
- Pérdidas por radiación de la superficie selectiva del tubo metálico a la cubierta de vidrio.
- Pérdidas por conducción a través de los soportes metálicos de los tubos.

Y en mucha menor medida, a menudo despreciable, también se consideran:

- Pérdidas por convección de la superficie selectiva del tubo metálico a la cubierta de vidrio (siempre y cuando se mantenga el vacío entre metal y vidrio. En caso de pérdida de vacío o, peor aún, de ausencia de cubierta de vidrio, estas pérdidas se deben incluir en el grupo de las principales, ya que su influencia sobre el rendimiento global es muy importante).
- Pérdidas por conducción a través del espesor del metal, de la superficie selectiva y de la cubierta de vidrio.



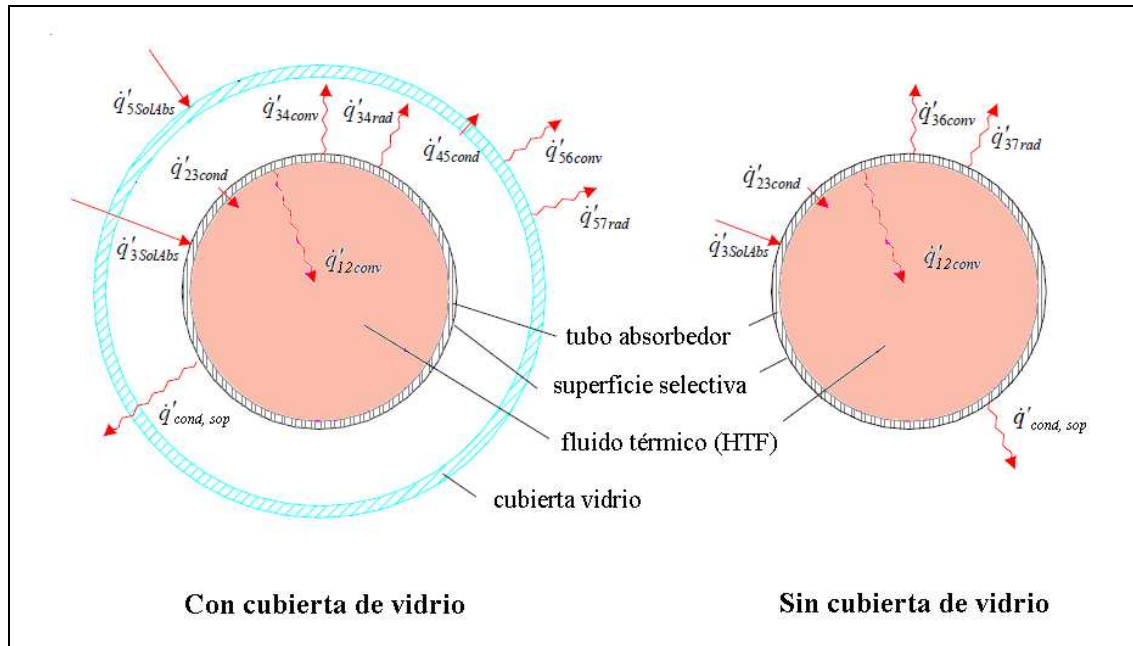


Imagen 3.4 Balance energético en un tubo absorbedor con y sin cubierta de vidrio

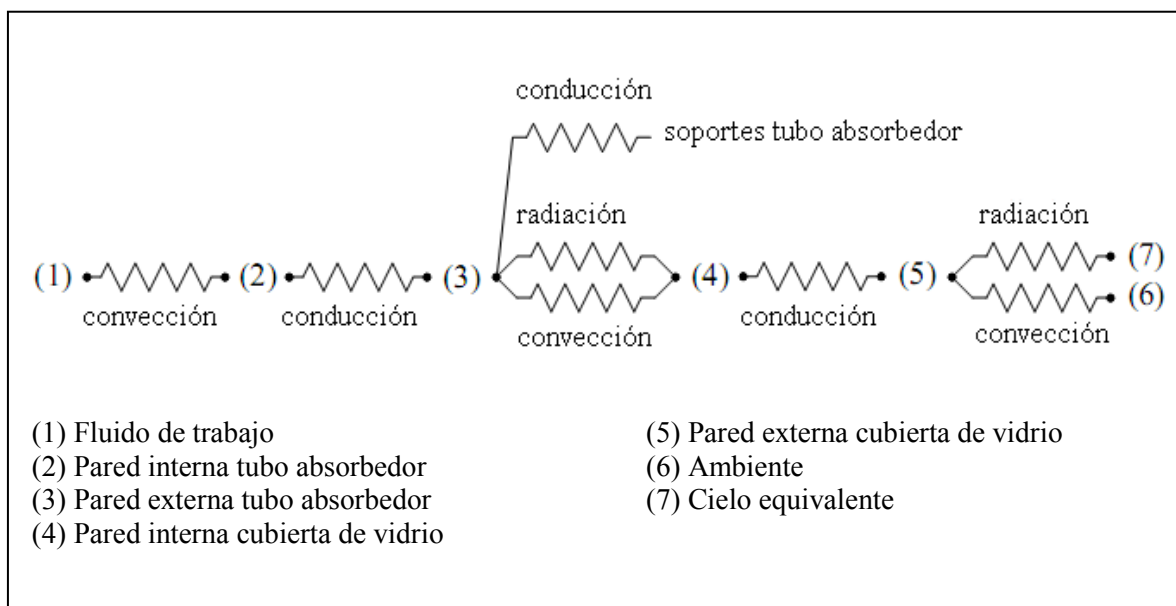


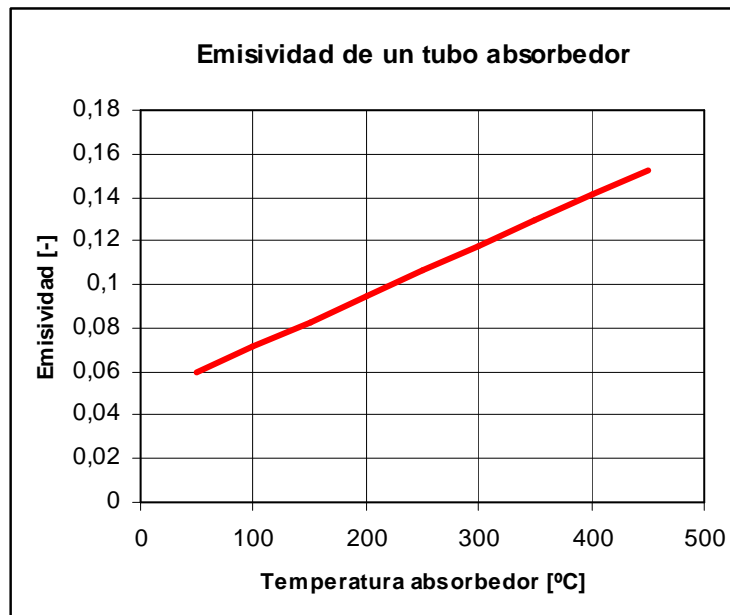
Imagen 3.5 Balance energético en un tubo absorbedor: resistencias térmicas

De todas ellas, la más importante es la transferencia de calor por la radiación desde la superficie externa de la cubierta de vidrio al ambiente, y depende fundamentalmente de la **emisividad ( $\epsilon$ )** de la superficie absorbidora del tubo metálico y de su temperatura.

La emisividad es un número adimensional que relaciona la cantidad de energía térmica en forma de radiación que emite una superficie a una determinada temperatura, con la que radiaría la misma superficie si fuera un cuerpo negro a la misma temperatura.

Tiene, por tanto, una dependencia creciente con la temperatura tal y como se puede observar en la Gráfica 3.3, donde se representa el comportamiento, en términos de

emisividad, de un tubo absorbedor comercial, pensado para la concentración cilindro parabólica de alta temperatura.



Gráfica 3.3

Por consiguiente, se debe proporcionar el valor de la emisividad, no como una constante, sino como una función dependiente de la temperatura,  $\varepsilon = f(T_{abs})$  o, al menos, proporcionar el valor de la emisividad para diferentes temperaturas de trabajo.

El conjunto de todas las pérdidas de calor descritas en este epígrafe puede ser evaluado de una manera *analítica*, empleando las ecuaciones y correlaciones termodinámicas y fluidomecánicas que rigen las transferencias de calor por conducción, convección y radiación, o bien englobar el conjunto de todas ellas por medio de una función obtenida de manera *experimental*, que defina un *coeficiente global de pérdidas térmicas* del colector cilindro parabólico, desde el tubo absorbedor al ambiente.

Un tercer estudio, consistiría en un análisis del concentrador mediante la técnica de *diferencias finitas*, lo que proporcionaría resultados más próximos a la realidad.

En este apartado del proyecto se llevará a cabo, en primer lugar, una exposición de las **pérdidas térmicas** haciendo uso de las consideraciones y resultados **experimentales** del colector cilindro parabólico halladas en la bibliografía consultada y, posteriormente, se abordará el **estudio teórico** pormenorizado de cada uno de los flujos de calor cedidos.

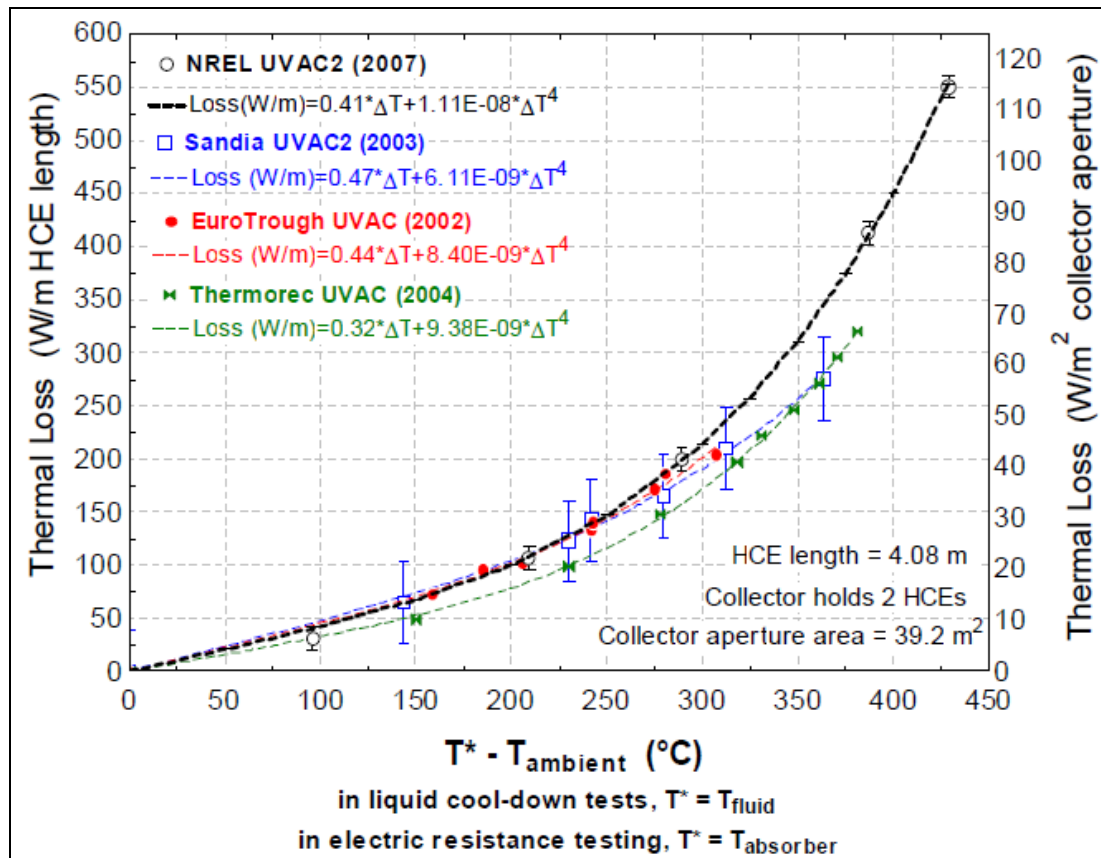
### 3.2.3.1 Cálculo de pérdidas térmicas: método experimental.

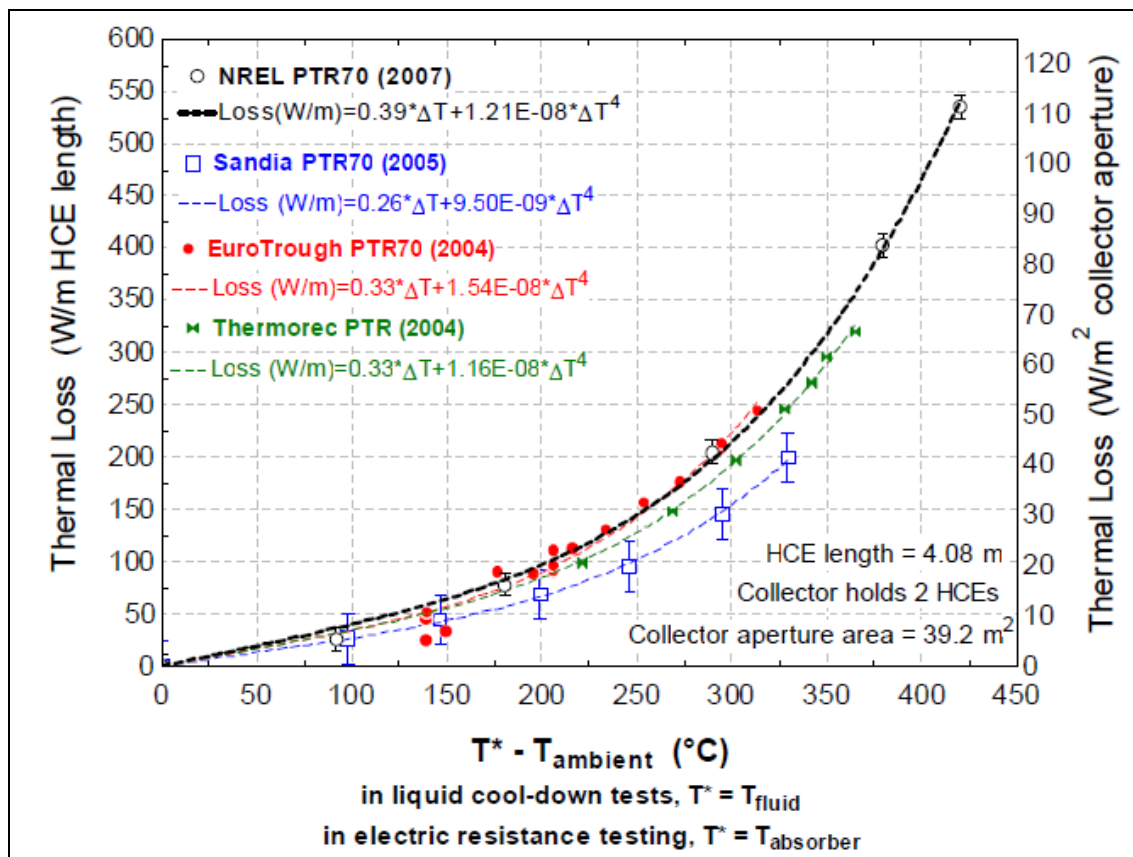
Tratar de manera conjunta todas las pérdidas térmicas del colector, es un recurso rápido para llevar a cabo un primer dimensionado de la instalación.

Las gráficas que se muestran a continuación, corresponden todas al mismo colector cilindro parabólico, *Eurotrough-II*, y se obtuvieron a través de diferentes pruebas y experimentos llevados a cabo por diversas instituciones (*CIEMAT*, *DLR*, *NREL*, *SANDIA Laboratories*). En el primer caso, se emplearon los tubos absorbedores *UVAC* de la casa israelita *SOLEL* y en el segundo se hizo uso de los tubos *PTR70* de la firma alemana *SCHOTT*.

En todos los casos, se empleó un aceite térmico como fluido caloportador, un sistema de seguimiento similar al de la operación normal (a un eje), unas condiciones ambientales estables y sin viento y se mantuvieron los elementos reflectantes en perfectas condiciones de limpieza.

Los resultados de estas pruebas arrojaron las siguientes funciones, desarrollos polinómicos con los que se obtienen las pérdidas térmicas por metro de tubo absorbedor (en inglés, *HCE*, *Heat Collection Element*) y por metro cuadrado de apertura, en función de la diferencia de temperaturas entre la temperatura media del aceite térmico empleado y la temperatura ambiente.





Se puede comprobar que no existen diferencias extremadamente significativas a la hora de evaluar las pérdidas térmicas globales entre dichas correlaciones, aunque probablemente se puedan considerar los resultados de *NREL* en el año 2007 (línea discontinua negra, en las gráficas) como los más precisos, por contar con resultados para un mayor rango de temperaturas de trabajo así como por la experiencia acumulada de esta institución a lo largo de los años en materia de pruebas de eficiencia y prestaciones de sistemas de concentración solar.

### 3.2.3.2 Cálculo de pérdidas térmicas: método analítico.

Sin embargo, si se desea contar con mayor precisión en el cálculo de las pérdidas térmicas, es necesario recurrir a un balance energético en el tubo absorbedor.

En concreto, el modelo que se presenta en este apartado, analiza las ecuaciones de transmisión de calor entre las diferentes paredes del tubo, desde el fluido térmico al ambiente, en la misma línea del balance que se mostró en la Imagen 3.4, aplicando los balances de energía en una sección transversal del tubo receptor y a lo largo de la longitud de éste.

No obstante, debido a la complejidad que entraña este tipo de desarrollos, se han llevado a cabo numerosas hipótesis simplificadoras.

La mayoría de estas hipótesis se plantean bajo el mismo denominador común: la **suposición** de que el flujo de **calor incidente es uniforme** alrededor del perímetro del tubo absorbedor y que la distribución de este flujo de calor dependerá de la geometría del colector, de errores de alineación, errores de seguimiento y de cualquier tipo de desviaciones ópticas.

En la realidad, la radiación concentrada sólo lo hace a lo largo del perímetro del tubo más próximo al colector, un arco de aproximadamente  $160^\circ$ , por lo que presenta una distribución no-simétrica del calor, como se muestra en la Imagen 3.6.

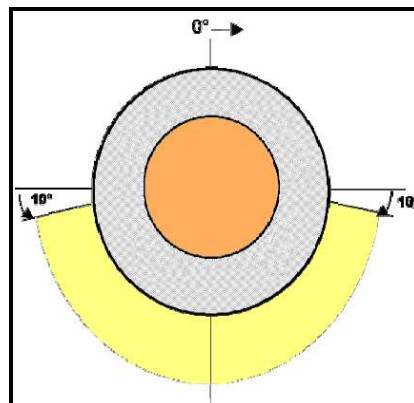


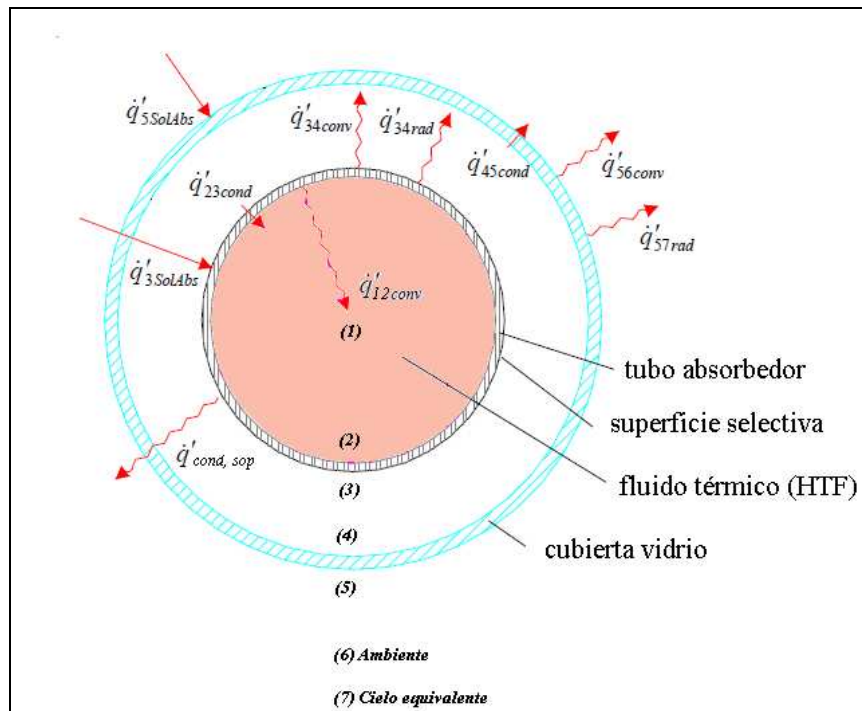
Imagen 3.6 Concentración de la radiación sobre el perímetro del tubo absorbedor

Simplificaciones como, considerar que el caudal del fluido de trabajo es calentado por igual a lo largo del tubo receptor, o considerar uniformes los perfiles de temperaturas alrededor de la circunferencia de dicho tubo, incurren en errores de precisión que conducen a la obtención de unos valores teóricos mayores que los reales, pero que aún así siguen ofreciendo resultados ampliamente admisibles.

Así pues, tras estas primeras consideraciones, se pueden comenzar a calcular las pérdidas térmicas del colector, y para ello se aplicará, tal y como se viene comentando, un **balance energético**, en estado estacionario, al conjunto *tubo receptor-ambiente*.

Atendiendo a la nomenclatura que se muestra en la Imagen 3.4 (y que se vuelve a incluir a modo de recordatorio) y aplicando el principio de conservación de energía a cada una de las superficies de la sección, se obtienen las siguientes ecuaciones:





- Para la **pared 2**, superficie interna del tubo absorbedor:

$$q'_{12conv} = q'_{23cond}$$

**Ecuación 3.8**

Es decir, el calor que finalmente recibe el fluido interno es el resultado de la transferencia por conducción a través del tubo absorbedor.

- Para la **pared 3**, superficie externa del tubo absorbedor:

$$q'_{3SolAbs} = q'_{23cond} + q'_{34rad} + q'_{34conv} + q'_{cond,sop}$$

**Ecuación 3.9**

Es decir, que el calor que recibe la superficie del absorbedor procedente del sol una vez *solventados* los problemas ópticos y geométricos es el resultado de la suma de los flujos térmicos debido a la radiación absorbedor-vidrio, a la convección interna, a la pérdida de calor a través de los soportes de los tubos absorbedores y a la fracción de energía que finalmente se conduce a través del espesor del tubo absorbedor hacia el fluido.

- Para la **pared 4**, superficie interna del tubo de vidrio:

$$q'_{34rad} + q'_{34conv} = q'_{45cond}$$

**Ecuación 3.10**

Es decir, que el calor que se evacúa de la superficie absorbedora a través de la región de espacio que existe entre absorbedor y vidrio (independientemente de si existe vacío o no), es el mismo que se va a transferir por conducción a través del espesor del vidrio.

- Para la **pared 5**, superficie externa del tubo de vidrio:

$$q'_{5SolAbs} + q'_{45cond} = q'_{56conv} + q'_{57rad}$$

**Ecuación 3.11**

Es decir, que la energía que incide sobre la superficie externa (de origen solar y de origen tubo absorbedor) está en equilibrio con la energía que cede el sistema al exterior (ambiente y cielo equivalente) desde la superficie externa del tubo de vidrio.

En adelante, se va a considerar despreciable la convección interna entre tubo de metal y vidrio ( $q'_{34conv}$ ), ya que supondremos que se le ha practicado el vacío a esa región.

Bajo estas hipótesis, la Ecuación 3.9 puede reescribirse, con la ayuda de la Ecuación 3.8, de la siguiente forma:

$$q'_{3SolAbs} = q'_{12conv} + q'_{34rad} + q'_{34conv} + q'_{cond,sop}$$

**Ecuación 3.12**

Y puesto que  $q'_{12conv}$  se puede considerar como el calor útil que recibe el fluido térmico, se puede renombrar la ecuación anterior y establecer que:

$$q'_{\text{útil}} = q'_{3SolAbs} - q'_{34rad} - q'_{34conv} - q'_{cond,sop}$$

**Ecuación 3.13**

Por otra parte, a partir de la Ecuación 3.10:

$$q'_{34rad} + q'_{34conv} = q'_{45cond}$$

Se puede reescribir la Ecuación 3.11 como:

$$q'_{5SolAbs} + q'_{34rad} = q'_{56conv} + q'_{57rad}$$

**Ecuación 3.14**

Además, se puede despreciar la absorción de la cubierta de vidrio, ( $\alpha_{\text{vidrio}} \approx 0$ ), con lo que es posible simplificar la Ecuación 3.14 como:

$$q'_{5SolAbs} + q'_{34rad} = q'_{56conv} + q'_{57rad}$$

**Ecuación 3.15**

Si se sustituye el valor de  $q'_{34rad}$  en la Ecuación 3.13 y renombramos  $q'_{3SolAbs}$  (la energía solar que incide sobre el tubo absorbedor y que, por tanto, es susceptible de ser aprovechada) como simplemente  $q'_{abs}$  se obtiene:

$$q'_{\text{útil}} = q'_{abs} - q'_{56conv} - q'_{57rad} - \cancel{q'_{34conv}} - q'_{cond,sop}$$

$$q'_{\text{útil}} = q'_{abs} - (q'_{56conv} + q'_{57rad} + q'_{cond,sop})$$

**Ecuación 3.16**

Esto es, que **el calor útil** que es transferido finalmente al fluido térmico, es el resultado de **la diferencia entre la energía solar concentrada en el tubo absorbedor  $q'_{abs}$  y un conjunto de transferencias de calor al ambiente ( $q'_{56conv}$ ,  $q'_{57rad}$  y  $q'_{cond,sop}$ ) que son las pérdidas térmicas del colector.**<sup>1</sup>

Por tanto, las pérdidas a considerar serán las debidas, en primer orden, a la convección  $q'_{56conv}$  más la radiación  $q'_{57rad}$  desde la superficie de la cubierta de vidrio hacia el ambiente y el cielo equivalente, respectivamente y, en un segundo orden de importancia, las pérdidas por conducción en los soportes del tubo  $q'_{cond,sop}$ .

No obstante, y como se verá más adelante, el cálculo de  $q'_{56conv}$  y de  $q'_{57rad}$  implicará tener que conocer la temperatura de la superficie externa del vidrio,  $T_5$ , la cual tendrá que estimarse en primera instancia para, posteriormente, corroborar su valor mediante un balance energético en la superficie de la cubierta o, lo que es lo mismo, mediante la Ecuación 3.15, por lo que se deberá considerar el cálculo de una cuarta pérdida:  $q'_{34rad}$

Para continuar con el estudio, se realizará otro conjunto de simplificaciones:

- Las temperaturas  $T_4$  y  $T_5$  (paredes interna y externa del vidrio, respectivamente) se consideran prácticamente idénticas e iguales a  $T_{cub}$ .
- La temperatura  $T_3$  se considera 10 K por encima de la temperatura del fluido e igual a  $T_{abs}$ .
- Las temperaturas  $T_6$  y  $T_7$  se consideran idénticas e iguales a  $T_{amb}$ .

Se considera  $q'_{cond,sop} \approx 0$ , comparado con el orden de magnitud que van a presentar la suma de las otras pérdidas térmicas sí consideradas.

Con lo que podríamos replantear la Imagen 3.4 como:

<sup>1</sup> En estudios más precisos, para simular  $q'_{cond,sop}$  se considera a la abrazadera del soporte como una aleta infinita de temperatura de base 10 grados menos que la temperatura de la superficie externa del tubo absorbedor,  $T_3$ , en el punto donde se une la abrazadera del soporte.

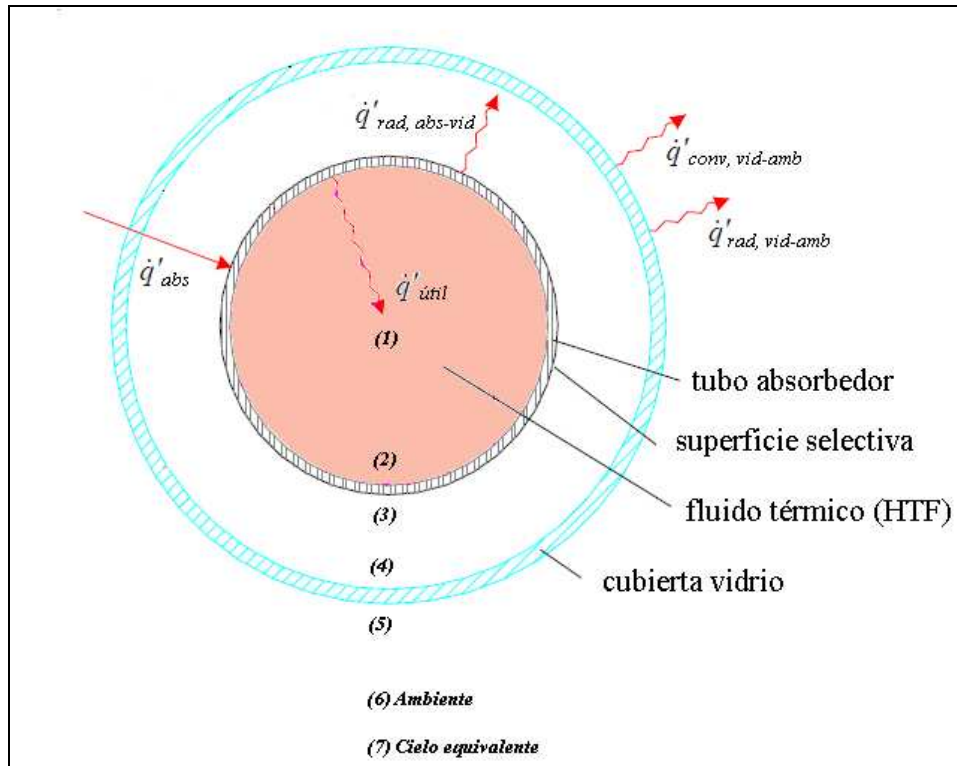


Imagen 3.7 Balance energético en un tubo absorbedor (simplificado)

1) Radiación de la cubierta de vidrio al cielo equivalente,  $q'_{rad, vid-amb}$

Las pérdidas por radiación externa se producen por la diferencia de temperaturas entre la cubierta de vidrio y el cielo.

La transferencia por radiación se puede calcular mediante:

$$q'_{rad, vid-amb} = \sigma \epsilon_{vid} \pi D_{cub} (T_{cub}^4 - T_{amb}^4) \quad [W/m]$$

**Ecuación 3.17**

Donde  $\sigma$  ( $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^{-4}$ ) es la *constante de Stefan-Boltzmann*,  $\epsilon_{vid}$  es la emisividad de la cubierta de vidrio<sup>2</sup>,  $D_{cub}$  es el diámetro externo de la cubierta de vidrio,  $T_{cub}$  es la temperatura de la cubierta y  $T_{amb}$  la temperatura ambiente, ambas en grados Kelvin.

El supuesto llevado a cabo mediante esta correlación es la consideración de la cubierta como un cuerpo gris en el interior de una gran cavidad negra, que es, en este caso el cielo.

<sup>2</sup> No confundir con la emisividad del absorbedor, fuertemente dependiente de la temperatura; para este caso podremos considerar una emisividad constante ante los cambios de temperatura.

2) Convección de la cubierta de vidrio al ambiente,  $q'_{conv, vid-amb}$

La transferencia por convección presenta dos casos posibles, dependiendo de la velocidad del viento:

2.a) *Convección libre (sin viento)*.

2.b) *Convección forzada (con viento)*.

En ambos casos, el coeficiente de transferencia por convección  $h_{conv, vid-amb}$  se calcula a partir del *número de Nusselt* correspondiente, la *conductividad* del aire  $k$  para la temperatura media de la cubierta,  $\frac{T_{cub} + T_{amb}}{2}$ , y el diámetro exterior de ésta,  $D_{cub}$ :

$$h_{conv, vid-amb} = Nu \frac{k}{D_{cub}} \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$$

**Ecuación 3.18**

El valor del *número de Nusselt* variará según el tipo de convección que nos encontremos.

2.a) *Convección libre*.

En este caso, para estimar el *número de Nusselt*, se utilizará la correlación de *Churchill y Chu*:

$$Nu = \left[ 0,60 + 0,387 \frac{Ra}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{16/9}} \right]^{1/6}^2$$

**Ecuación 3.19**

Donde  $Pr$  es el *número de Prandtl* para la temperatura media entre cubierta y ambiente  $\frac{T_{cub} + T_{amb}}{2}$  y  $Ra$  es el *número de Rayleigh* para el diámetro externo de la cubierta de vidrio,  $D_{cub}$ .

Ambos se definen de acuerdo a las ecuaciones:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

**Ecuación 3.20**

$$Ra = \frac{g \beta D_{cub} (T_{cub} - T_{amb})}{\alpha \nu}$$

**Ecuación 3.21**



Donde,  $g$  es la *gravedad* [ $m/s^2$ ],  $\alpha$ ,  $\nu$  y  $\beta$  son la *difusividad térmica* [ $m^2/s$ ], la *viscosidad cinemática* [ $m^2/s$ ] y el *coeficiente de expansión térmica*<sup>3</sup> [ $K^{-1}$ ], todos referidos al aire, y cuyos valores se obtienen de las tablas de propiedades termofísicas del aire, evaluadas todas ellas a la temperatura media de la cubierta,  $\frac{T_{cub} + T_{amb}}{2}$ .

Esta correlación es válida para cilindros largos, horizontales, isotermos y con un *número de Rayleigh*  $10^5 < Ra < 10^{12}$ .

## 2.b) Convección forzada.

En este caso, las pérdidas pueden llegar a ser importantes. La correlación empleada para el cálculo del *número de Nusselt*, válida para convección forzada en un flujo externo y perpendicular a un cilindro isotermo, es la debida a *Hilpert*:

$$Nu = C Re^m Pr^{1/3}$$

**Ecuación 3.22**

Donde el *número de Prandtl* se evalúa a  $\frac{T_{cub} + T_{amb}}{2}$  y  $C$  y  $m$  son coeficientes correctores que dependen del *número de Reynolds*,  $Re$ , calculado según:

$$Re = \frac{\rho \cdot v_{viento} D_{cub}}{\mu}$$

**Ecuación 3.23**

Re	C	m
Entre 0,4 y 4	0,989	0,33
Entre 4 y 40	0,911	0,385
Entre 40 y 4000	0,683	0,466
Entre 4000 y 40000	0,193	0,618
Entre 40000 y 400000	0,027	0,805

Donde  $\rho$  y  $\mu$  son la *densidad* [ $kg/m^3$ ] y la *viscosidad dinámica* [ $Ns/m^2$ ] del aire, evaluadas a la temperatura media de la superficie de vidrio sometida a convección forzada,  $\frac{T_{cub} + T_{amb}}{2}$  y  $v_{viento}$  es la velocidad del viento considerado en  $m/s$ .

Por tanto, una vez determinado el coeficiente de convección acorde a las condiciones de contorno dadas, las pérdidas por convección en la cubierta de vidrio se pueden calcular según:

$$q'_{conv,vid-amb} = h_{conv,vid-amb} \pi D_{cub} (T_{cub} - T_{amb}) \quad [W/m]$$

**Ecuación 3.24**

<sup>3</sup> La inversa de la temperatura de referencia, en grados Kelvin; tiene por tanto unidades de [ $K^{-1}$ ].

### 3) Radiación interna del tubo absorbedor a la cubierta de vidrio, $q'_{rad,abs-vid}$

Para el cálculo de esta transferencia de calor, se emplea la siguiente correlación, válida para cilindros concéntricos largos (infinitos), de supuestas superficies grises y donde el vidrio es opaco a la radiación térmica:

$$q'_{rad,abs-vid} = \frac{\sigma \pi D_{abs} (T_{abs}^4 - T_{cub}^4)}{\frac{1}{\epsilon_{abs}} + \frac{(1 - \epsilon_{vid})}{\epsilon_{vid}} \left( \frac{D_{abs}}{D_{cub}} \right)} \quad [W/m]$$

**Ecuación 3.25**

Donde  $\sigma$  ( $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^{-4}$ ) es la *constante de Stefan-Boltzmann*,  $D_{abs}$  es el diámetro exterior del tubo absorbedor,  $T_{abs}$  es, como ya se comentó, igual a la temperatura media del fluido calorífero más 10 grados Kelvin,  $T_{cub}$  es la temperatura de la cubierta,  $\epsilon_{abs}$  es la *emisividad del tubo absorbedor* a la temperatura  $T_{abs}$  y  $\epsilon_{vid}$  es la *emisividad de la cubierta de vidrio*.

### 4) Cálculo de la temperatura de la cubierta de vidrio, $T_{cub}$

Para su cálculo se llevará a cabo el método iterativo que se describe a continuación:

En primer lugar, se estima un valor inicial de la temperatura de la cubierta, para poder realizar los cálculos descritos hasta el momento ( $q'_{rad,abs-vid}$ ,  $q'_{conv,vid-amb}$  y  $q'_{rad,vid-amb}$ ).

A continuación, si se emplea la Ecuación 3.15 (equilibrio energético en la superficie de la cubierta de vidrio), aunque en su versión simplificada:

$$\cancel{q'_{56 \rightarrow Abs}} + q'_{34 rad} = q'_{56 conv} + q'_{57 rad}$$

$$q'_{rad,abs-vid} = q'_{rad,vid-amb} + q'_{conv,vid-amb}$$

Se puede plantear la siguiente ecuación:

$$\frac{\sigma \pi D_{abs} (T_{abs}^4 - T_{cub}^4)}{\frac{1}{\epsilon_{abs}} + \frac{(1 - \epsilon_{vid})}{\epsilon_{vid}} \left( \frac{D_{abs}}{D_{cub}} \right)} = h_{conv,vid-amb} \pi D_{cub} (T_{cub} - T_{amb}) + \sigma \epsilon_{vid} \pi D_{cub} (T_{cub}^4 - T_{amb}^4)$$

**Ecuación 3.26**

Si se agrupan los términos que ya son conocidos de la siguiente manera:

$$K_1 = \frac{\sigma \pi D_{abs}}{\frac{1}{\epsilon_{abs}} + \frac{(1 - \epsilon_{vid})}{\epsilon_{vid}} \left( \frac{D_{abs}}{D_{cub}} \right)} \quad K_2 = h_{conv, vid-amb} \pi D_{cub} \quad K_3 = \sigma \epsilon_{vid} \pi D_{cub}$$

Se puede desarrollar la Ecuación 3.26 del siguiente modo:

$$\begin{aligned} K_1 (T_{abs}^4 - T_{cub}^4) &= K_2 (T_{cub} - T_{amb}) + K_3 (T_{cub}^4 - T_{amb}^4) \\ \Downarrow \\ K_1 T_{cub}^4 - K_1 T_{abs}^4 + K_2 T_{cub} - K_2 T_{amb} + K_3 T_{cub}^4 - K_3 T_{amb}^4 &= 0 \end{aligned}$$

**Ecuación 3.27**

Y puesto que se conocen las temperaturas  $T_{abs}$  y  $T_{amb}$ , se pueden agrupar los términos de la ecuación anterior definiendo una  $K_{123}$  como  $K_{123} = K_1 T_{abs}^4 + K_2 T_{amb} + K_3 T_{amb}^4$ , con lo que la Ecuación 3.27 se podría simplificar a:

$$(K_1 + K_3) T_{cub}^4 + K_2 T_{cub} - K_{123} = 0$$

**Ecuación 3.28**

Con la ayuda de un ordenador, se puede resolver esta ecuación por iteración, evaluar el error obtenido y aceptar el resultado como válido cuando el error no sea superior al error admisible<sup>4</sup>.

### 3.3 Rendimientos de un CCP. Potencia útil.

Una vez descritas todas las pérdidas energéticas que suceden en un colector cilindro parabólico, queda claro que no toda la potencia solar incidente se va a transformar en potencia térmica útil en el fluido, así que es propio hablar de que el proceso presentará un determinado rendimiento.

Sin embargo, según las variables del proceso consideradas, se pueden distinguir al menos cuatro tipos de rendimiento:

- Rendimiento óptico,  $\eta_{opt}$
- Rendimiento geométrico,  $\eta_{geom}$
- Rendimiento térmico,  $\eta_{term}$
- Rendimiento global,  $\eta_{global}$

<sup>4</sup> Para el modelo desarrollado en este proyecto se ha llegado a errores menores a  $10^{-9}$  aunque en la práctica, y si se desea agilizar la simulación, son válidos errores por debajo de la milésima o diezmilésima.

### 3.3.1 Rendimiento óptico, $\eta_{\text{ópt}}$

Ya se habló de este rendimiento en la sección 3.2.1. Se comentó que era el resultado de considerar, para un ángulo de incidencia nulo, el efecto de la reflectividad de los espejos, la transmisividad de la cubierta de vidrio, la absorptividad del tubo absorbedor y el factor de interceptación propio del colector.

$$\eta_{\text{ópt}, \text{pico}} = \rho \cdot \tau \cdot \alpha \cdot \gamma|_{0^\circ}$$

Además se comentó la influencia del grado de ensuciamiento de la instalación a través del llamado factor de ensuciamiento (o limpieza)  $F_{\text{Limp}}$ . De este modo, se define el rendimiento óptico como:

$$\eta_{\text{ópt}} = \rho \cdot \tau \cdot \alpha \cdot \gamma \cdot F_{\text{Limp}}$$

Ecuación 3.29

### 3.3.2 Rendimiento geométrico, $\eta_{\text{geom}}$

También se habló en la sección 3.2.2 de la existencia de unas pérdidas de índole geométrica, principalmente debidas al ángulo de incidencia  $\theta$  y, en menor medida, a otro conjunto de factores (pérdidas por final de colector, sombreamientos, etc.).

Todas estos fenómenos, quedaban valorados mediante el modificador de ángulo de incidencia<sup>5</sup>  $K(\theta)$  y el factor de sombras ( $F_{\text{sombras}}$  o  $F_{\text{shad}}$ ), por lo que se define el rendimiento geométrico como:

$$\eta_{\text{geo}} = K(\theta) \cdot F_{\text{sombras}}$$

Ecuación 3.30

### 3.3.3 Rendimiento térmico, $\eta_{\text{térm}}$

El rendimiento térmico contabiliza todas las pérdidas térmicas que tienen lugar en el colector. Este rendimiento depende directamente de la temperatura de trabajo del tubo absorbedor así como de la temperatura ambiente.

---

<sup>5</sup> Debido a la falta de una normativa internacional en la definición de los balances de energía empleados para cálculos de rendimiento, hay autores que incluyen el coseno del ángulo de incidencia ( $\cos(\theta)$ ) dentro de la ecuación del recurso solar disponible,  $Q_{\text{sol}}$ , eliminándolo por tanto del modificador del ángulo de incidencia,  $K(\theta)$ . En este estudio, ya que se dispone de una función que define dicho modificador, y está incluida en ella el valor del coseno del ángulo de incidencia, no se incluirá dicho efecto en la definición del recurso solar,  $Q_{\text{sol}}$ .

Se puede definir como el cociente entre el calor útil que recibe el fluido y la potencia térmica solar que incide sobre el tubo absorbedor, que no es otra que la potencia solar disponible  $Q_{sol}$  una vez que ha sido atenuada por las circunstancias ópticas y geométricas ya comentadas.

$$\eta_{term} = \frac{Q_{\acute{u}til}}{Q_{abs}} = \frac{Q_{\acute{u}til}}{Q_{sol} \eta_{opt} \eta_{geo}} = \frac{Q_{\acute{u}til}}{DNI \cdot A_{aper} \eta_{opt} \eta_{geo}}$$

**Ecuación 3.31**

Donde  $DNI$  es la radiación solar directa ( $W/m^2$ ) y  $A_{apert}$  es el área de apertura del colector.

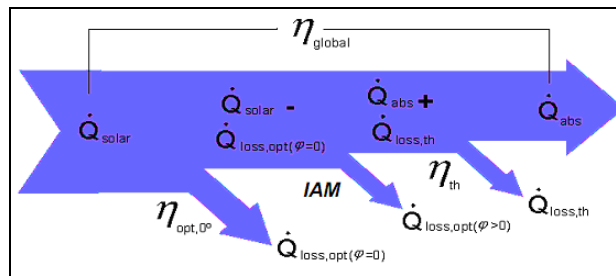
### 3.3.4 Rendimiento global, $\eta_{global}$

El rendimiento global del colector considera todos los tipos de pérdidas: ópticas, geométricas y térmicas, y se puede definir como el cociente entre la potencia térmica útil que finalmente se entrega al fluido térmico, y el recurso solar disponible para ese instante, es decir, la potencia  $Q_{sol}$ .

$$\eta_{global} = \frac{Q_{\acute{u}til}}{Q_{sol}} = \frac{Q_{\acute{u}til}}{DNI \cdot A_{aper}}$$

**Ecuación 3.32**

En la siguiente figura, que muestra de manera esquemática el balance de energía sobre el colector, se puede ver la representación de las distintas pérdidas de energía con sus respectivos rendimientos asociados.



**Imagen 3.8 Diagrama de Sankey de pérdidas en un colector.**



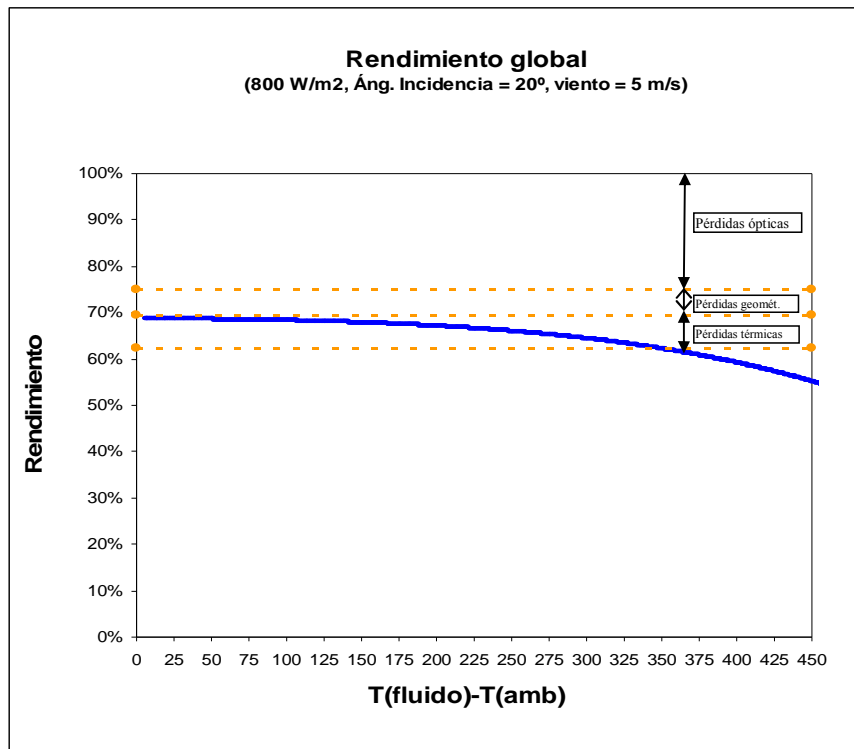


Imagen 3.9 Distribución pérdidas en el colector sobre una curva de rendimiento

### 3.3.5 Potencia útil.

De acuerdo a todo lo dicho hasta el momento, si se conocen:

- Los parámetros ópticos y geométricos del colector cilindro parabólico:
  - a) Ancho ( $W_{aper}$ ) y longitud ( $L_{aper}$ ) de apertura, y por tanto, área de apertura  $A_{aper}$ .
  - b) Rendimiento óptico  $\eta_{opt}$  y factor de limpieza  $F_{Limp}$ .
  - c) Modificador de ángulo de incidencia  $K(\theta)$  y factor de sombras  $F_{sombras}$ .
- Las condiciones de contorno esperadas:
  - a) Recurso solar disponible, es decir, radiación solar directa  $DNI$  y ángulo de incidencia  $\theta$
  - b) Condiciones ambientales,  $T_{amb}$

Es posible predecir el calor útil que va a recibir el fluido térmico para esas condiciones dadas, tanto si se dispone del total de las pérdidas térmicas  $Q_{perd}$  :

En  $[W]$ :

$$Q_{\text{útil}} = Q_{\text{abs}} - Q_{\text{perd}}$$

↓

$$Q_{\text{útil}} = (DNI \cdot A_{\text{aper}} \cdot \eta_{\text{ópt}} \cdot F_{\text{Limp}} \cdot K(\theta) \cdot F_{\text{sombras}}) - Q_{\text{perd}} \quad [W]$$

**Ecuación 3.33**

En  $[W/m]$ :

$$q'_{\text{útil}} = q'_{\text{abs}} - q'_{\text{perd}}$$

↓

$$q'_{\text{útil}} = (DNI \cdot W_{\text{aper}} \cdot \eta_{\text{ópt}} \cdot F_{\text{Limp}} \cdot K(\theta) \cdot F_{\text{sombras}}) - q'_{\text{perd}} \quad [W/m]$$

**Ecuación 3.34**

Como si se dispone directamente del rendimiento global del colector,  $\eta_{\text{global}}$ , calculado para las condiciones dadas:

$$Q_{\text{útil}} = \eta_{\text{global}} \cdot Q_{\text{sol}} = \eta_{\text{global}} \cdot DNI \cdot A_{\text{aper}} \quad [W]$$

**Ecuación 3.35**

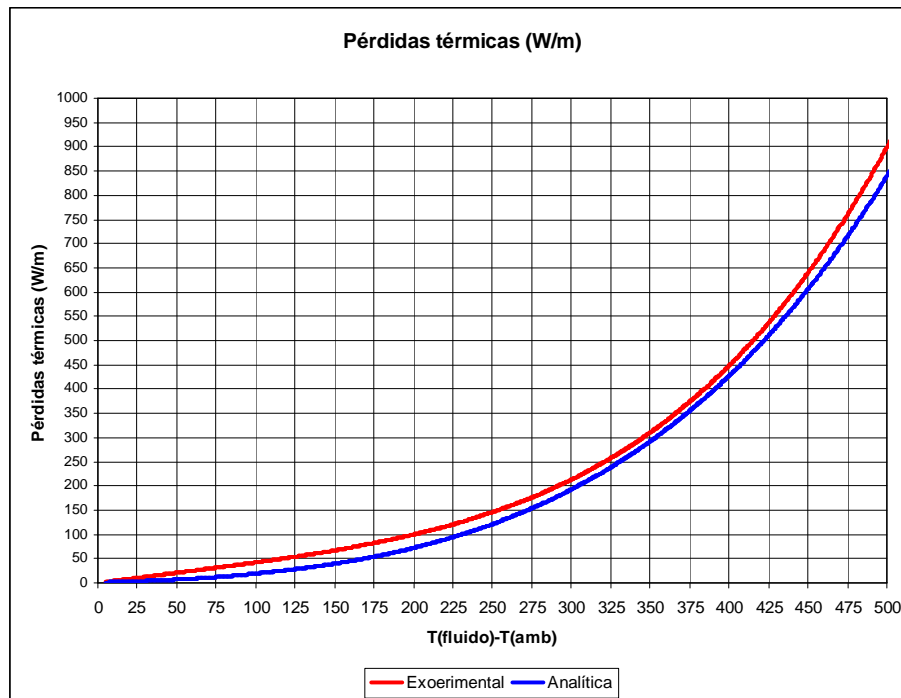
$$q'_{\text{útil}} = \eta_{\text{global}} \cdot q'_{\text{sol}} = \eta_{\text{global}} \cdot DNI \cdot W_{\text{aper}} \quad [W/m]$$

**Ecuación 3.36**

En las gráficas siguientes podemos ver la forma que toman tanto las pérdidas térmicas como el rendimiento global en función de la diferencia de temperaturas entre el fluido y el ambiente, representadas en distintos escenarios.

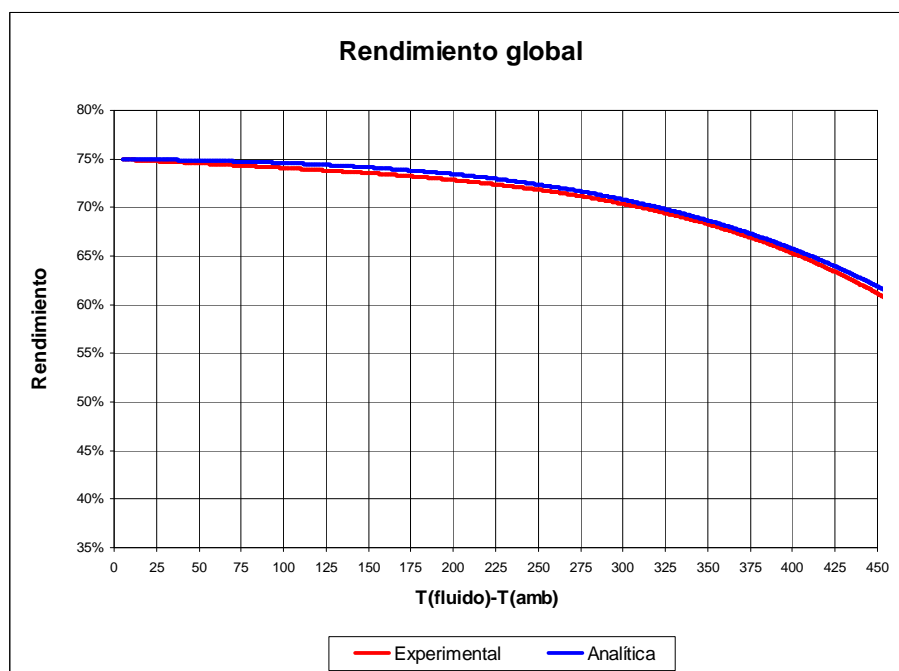
Se han representado los resultados obtenidos haciendo uso de las curvas experimentales del apartado 3.2.3.1 y los resultados obtenidos llevando a cabo un estudio analítico de las pérdidas en el colector similar al descrito en el apartado 3.2.3.2.

En primer lugar se muestran algunos ejemplos de resultados para casos de convección natural, es decir, sin viento.



**Gráfica 3.6 Pérdidas térmicas (DNI=800 W/m<sup>2</sup>; T<sub>amb</sub>=25°C; Sin viento)**

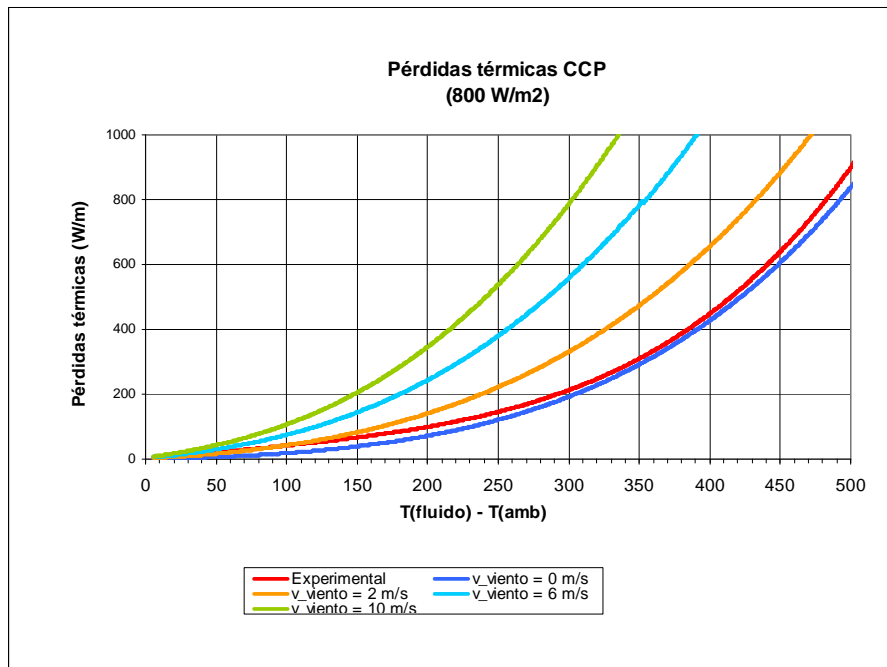
En la Gráfica 3.7 se observa que el máximo rendimiento esperado es del 75%. Ello es debido a que, para una diferencia de temperaturas entre el fluido y el ambiente nula, no existe transferencia de calor ni, por tanto, pérdidas térmicas. Además, al haber eliminado la influencia del ángulo de incidencia, sólo están contempladas las pérdidas de índole óptica ( $\eta_{opt}=0,75$ ).



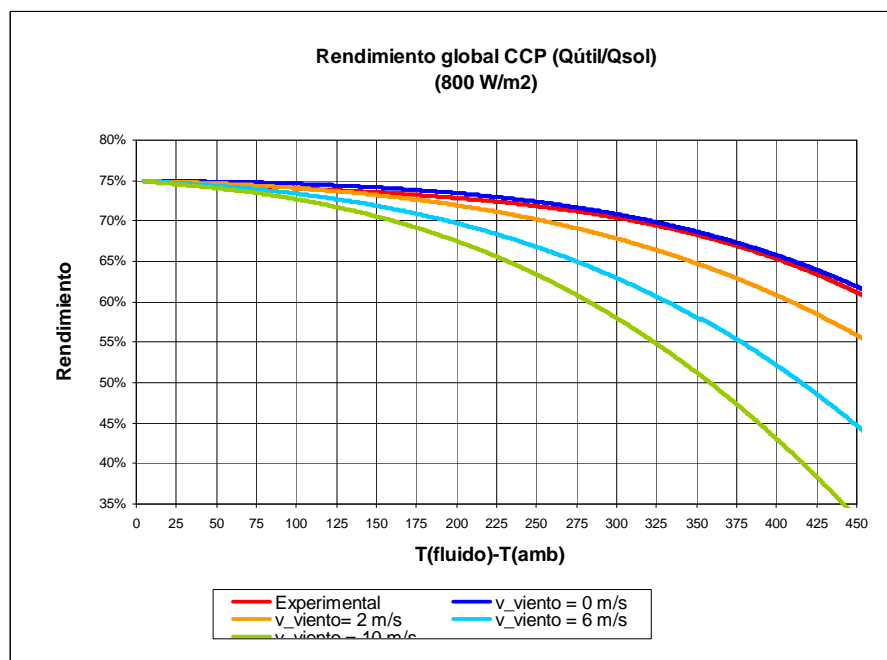
**Gráfica 3.7 Rendimiento global (con áng. incidencia nulo y F<sub>Limp</sub>=1)**

Pero el rango de temperaturas útil para estos colectores comienza a partir de una diferencia de temperaturas superior a los 250-300 °C y es ahí dónde se aprecia una pérdida de rendimiento, ya que las pérdidas térmicas se hacen más significativas al trabajar a mayores temperaturas.

Mucho más significativas se vuelven cuando se introduce la convección forzada. La Gráfica 3.8 y la Gráfica 3.9 muestran, respectivamente, las pérdidas térmicas y el rendimiento del colector con las mismas condiciones mostradas en el gráfico anterior, pero con velocidades de viento entre 0 y 10 m/s.

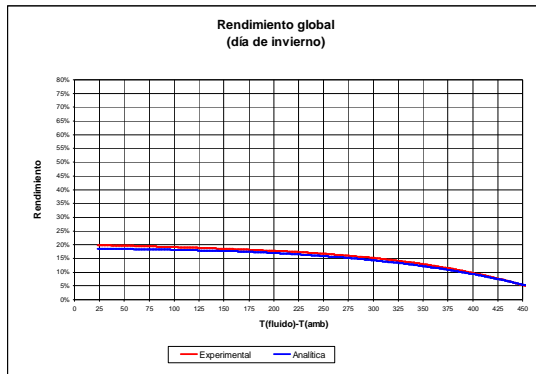


**Gráfica 3.8 Pérdidas térmicas para distintas velocidades de viento**

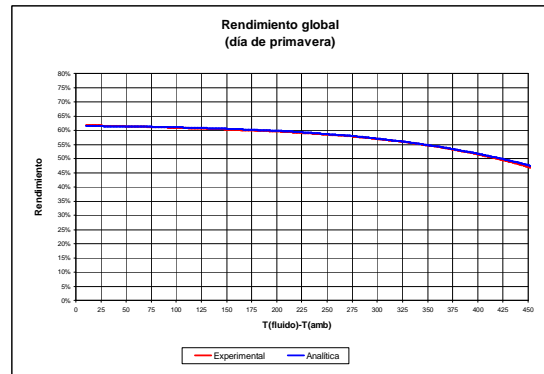


**Gráfica 3.9 Rendimiento global para distintas velocidades de viento**

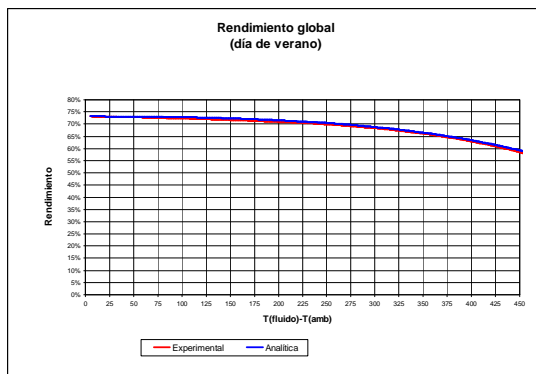
Por otra parte, las siguientes gráficas evidencian la influencia de las estaciones del año sobre el colector cilindro parabólico. Se han representado días despejados de las cuatro estaciones del año, en todos los casos sin viento, con la misma radiación solar directa, con el máximo rendimiento óptico (75%) y sin pérdidas por sombras.



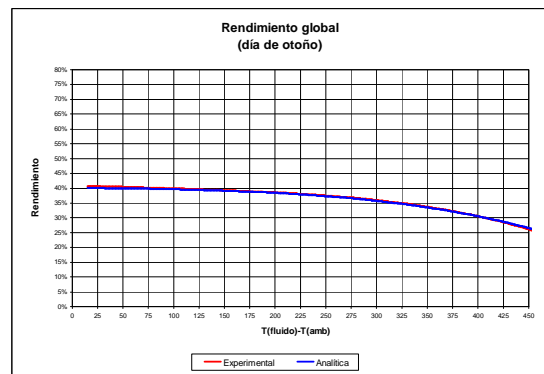
Gráfica 3.10 Invierno ( $\theta=65^\circ$ ;  $T_{amb}=7^\circ\text{C}$ )



Gráfica 3.11 Primavera ( $\theta=30^\circ$ ;  $T_{amb}=17^\circ\text{C}$ )



Gráfica 3.12 Verano ( $\theta=10^\circ$ ;  $T_{amb}=25^\circ\text{C}$ )



Gráfica 3.13 Otoño ( $\theta=50^\circ$ ;  $T_{amb}=12^\circ\text{C}$ )

### 3.4 Caudal del fluido de trabajo, $m_{fluido}$

El caudal del fluido que circula por los tubos absorbedores va a estar condicionado por las propiedades termodinámicas del fluido (entalpía, calor específico), las temperaturas sobre las que van a trabajar ( $T_{ent}$  y  $T_{sal}$ ), el tipo de flujo que se desarrolle en el interior de los tubos (deseable régimen turbulento), las pérdidas térmicas que se sufran a lo largo del campo solar y el propio tamaño de éste.

En primer lugar se tomará el valor de caudal que se obtiene al realizar un balance energético en el campo solar, desde el lado del fluido:

$$Q_{abs} = (\dot{m}_{1,fluido} C_p \Delta T) \Rightarrow \dot{m}_{1,fluido} = \frac{Q_{abs}}{C_p \Delta T}$$

Ecuación 3.37



Donde  $Q_{abs}$  ya se definió en la sección 3.3.5 (Ecuación 3.31 y Ecuación 3.33),  $C_p$  es el calor específico del fluido térmico evaluado a la temperatura media del campo solar  $\left(\frac{T_{sal} + T_{ent}}{2}\right)$  y  $\Delta T$  es el incremento de temperatura deseado:  $(T_{sal} - T_{ent})$ .

A continuación, se va comprobando el incremento de temperatura que se produce en el fluido térmico al atravesar cada uno de los colectores, hasta completar la serie de colectores que se haya elegido para provocar el salto de temperatura deseado.

Para ello, para el estado inicial, se calculan las pérdidas en el primer colector para obtener su calor útil, como se ha descrito en este capítulo. Aplicando un balance energético a este primer colector:

$$Q_{abs} - Q_{perd} = Q_{\text{útil},1a} = m_{1,\text{fluido}} C_{p,1a} (T_{sal,1a} - T_{ent,1a}) \Rightarrow T_{sal,1a} = T_{ent,1a} + \frac{Q_{\text{útil},1a}}{m_{1,\text{fluido}} C_{p,1a}}$$

**Ecuación 3.38**

Donde  $Q_{\text{útil},1a}$  es el calor útil del colector  $I$ , en la iteración “a”, en este caso inicial evaluado para la temperatura de entrada,  $T_{ent}$ , que lógicamente coincide con la temperatura de entrada al colector  $I$  en la iteración “a”,  $T_{ent,1a}$ .

$C_p$  sigue la misma nomenclatura, evaluado para  $T_{ent}$ .

$T_{sal,1a}$  es la temperatura de salida del colector  $I$ , para la iteración “a”.

Serán necesarias varias iteraciones por colector teniendo en cuenta que como temperatura de entrada de una iteración se va a tomar el valor de la temperatura de salida del estado anterior<sup>6</sup> y además que tanto el calor útil como el calor específico van a ser evaluados a la temperatura media entre la temperatura de entrada al colector, en la iteración “a” y la temperatura de salida de mismo colector, pero para la iteración anterior<sup>7</sup>.

Tras estas iteraciones, podemos obtener un calor específico y un calor útil para cada uno de los colectores considerados, donde  $C_p$  estará evaluado a la temperatura media entre la entrada y la salida del colector<sup>8</sup> y  $Q_{\text{útil}}$  dependerá del calor específico correspondiente a su colector y de la diferencia de temperaturas sucedida en ese mismo colector<sup>9</sup>.

Una vez calculada toda la distribución de temperaturas a lo largo de la fila de colectores planificada, se debe volver a calcular el caudal de fluido que se había aproximado en el

<sup>6</sup> Por ejemplo,  $T_{sal,1a} = T_{ent,1b}$

<sup>7</sup> Por ejemplo,  $C_{p1,a}$  estará evaluado para la temperatura  $\left(\frac{T_{ent,1a} + T_{sal,1c}}{2}\right)$

<sup>8</sup> Por ejemplo,  $C_{p3}$  estará evaluado para la temperatura  $\left(\frac{T_{ent,3a} + T_{sal,3g}}{2}\right)$

<sup>9</sup> Por ejemplo,  $Q_{\text{útil},2} = m_{1,\text{fluido}} C_{p2} (T_{sal2e} - T_{ent2a})$

estado inicial. Para ello se recurrirá a un balance similar al planteado en la Ecuación 3.37, pero particularizado para los resultados anteriores obtenidos para cada uno de los colectores de la fila y tomando  $\Delta T$  como el incremento de temperaturas nominal para el campo solar.

$$\dot{m}_{2,fluido} = \frac{Q_{\text{útil}}}{C_p \Delta T} = \frac{\frac{Q_{\text{útil},1}}{C_{p,1}} + \frac{Q_{\text{útil},2}}{C_{p,2}} + \dots + \frac{Q_{\text{útil},i}}{C_{p,i}}}{T_{\text{sal}} - T_{\text{ent}}}$$

**Ecuación 3.39**

Para este nuevo caudal se tendrán que repetir los cálculos e iteraciones anteriores.

Se considerará que se ha alcanzado un valor correcto de caudal cuando no se aprecien diferencias significativas entre varios caudales consecutivos.

En la práctica, con cinco iteraciones de caudal (hasta la iteración 5,  $m_{5,fluido}$ ) que incluyan a su vez otras cinco iteraciones de temperaturas por colector, (hasta la iteración “e”,  $T_{sal,1e}$ ), serán suficientes.

Por último, se debe corroborar que el caudal calculado garantiza un flujo turbulento y completamente desarrollado en el tubo absorbedor. Para ello, se sabe que caudal, velocidad y diámetro de tubería están relacionados según la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = v \cdot A \Rightarrow \frac{\dot{m}_{fluido}}{\rho_{fluido}} = v \cdot \frac{\pi D_{abs}^2}{4} \Rightarrow v = \frac{4 \dot{m}_{fluido}}{\rho_{fluido} \pi D_{abs}^2}$$

**Ecuación 3.40**

Donde  $\dot{Q}$  es el caudal volumétrico ( $m^3/s$ ),  $v$  es la velocidad del fluido ( $m/s$ ),  $\rho_{fluido}$ <sup>10</sup> es la densidad del fluido ( $kg/m^3$ ) y  $D_{abs}$  es el diámetro del tubo absorbedor.

Puesto que va a existir una velocidad mínima para la existencia de flujo turbulento en el interior del tubo, para un *número de Reynolds* límite,  $Re=10^5$ , se tiene:

$$Re = \frac{\rho_{fluido} \cdot v \cdot D_{abs}}{\mu_{fluido}} \Rightarrow v = \frac{Re \cdot \mu_{fluido}}{\rho_{fluido} \cdot D_{abs}}$$

**Ecuación 3.41**

Por tanto, para un caudal másico hallado se debe cumplir que la velocidad del fluido calculada según la Ecuación 3.40 es mayor que la velocidad límite que muestra la Ecuación 3.41.

<sup>10</sup> El valor de esta densidad y de la viscosidad deben ser los correspondientes a la temperatura media del campo solar, aunque por seguridad, se podrían elegir los valores más restrictivos posibles, para evitar que se pueda producir laminaridad en el flujo en algunos puntos de la instalación.

## CAPÍTULO 4. Resultados.

El estudio energético del colector realizado en el capítulo anterior se ha llevado a cabo mediante una simulación y un cálculo iterativo en Microsoft Excel. Para ello, se han tomado los parámetros geométricos, ópticos y térmicos correspondientes a un módulo de colector cilindro parabólico *Eurotrough II* y a un tubo absorbedor *SOLEL UVAC3*.

En las siguientes secciones se hará una descripción de las características que definen al colector cilindro parabólico y se llevará a cabo un dimensionado de un campo solar para obtener una potencia térmica de 1 MW, necesaria para un proceso industrial.

Para realizar el dimensionado, previamente se ha desarrollado un balance anual del comportamiento de dicho campo solar, para distintas áreas de captación, todo ello mediante una correspondiente base de datos meteorológicos del emplazamiento y los resultados del estudio energético del colector.

Finalmente, se ha llevado a cabo un estudio económico que justifica el dimensionado realizado.

### 4.1 Especificación y características técnicas del colector cilindro parabólico

El objetivo del colector es mantener un enfoque permanente al sol desde el orto al ocaso, para que mediante los espejos reflectores que tiene, concentre la radiación solar sobre un tubo absorbedor alojado en la línea focal del cilindro.

Por el interior de este tubo circulará un fluido calorífero, el cual se calentará hasta temperaturas cercanas a los 400 °C.

#### 4.1.1 Descripción

El colector *Eurotrough* está constituido por un conjunto de módulos alineados en serie como el que se muestra en la Imagen 4.1. El de la imagen es un prototipo experimental de 50 m (4 módulos), aunque la configuración habitual es la de 100 m (8 módulos, *Eurotrough I*) ó 150 m (12 módulos, *Eurotrough II*).

Todos estos conjuntos de módulos (4, 8 ó 12) son movidos por UNA única unidad de seguimiento solar. Dicho de otro modo, se podría definir el colector como el conjunto de módulos que son accionados por una única unidad de seguimiento solar.

En las siguientes líneas se describirán brevemente los elementos que constituyen uno de estos módulos, cómo se acoplan a la estructura que les da soporte y cuáles son sus especificaciones en cuanto a dimensiones y cantidades.

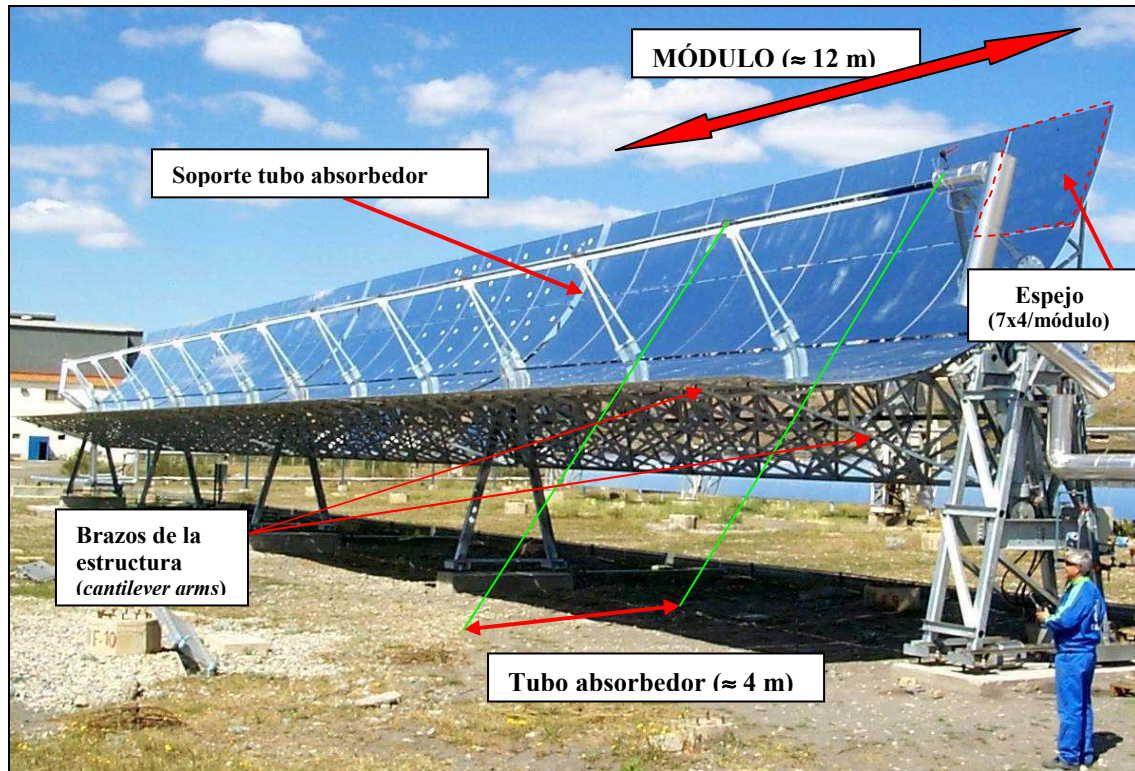


Imagen 4.1 Fotografía de 4 módulos *Eurotrough* (50 metros)

#### 4.1.1.1 Módulo.

La longitud de un módulo, como se ha comentado, es de 12 m y la estructura de éste soportará 3 tubos absorbedores, soldados uno a continuación del otro y 28 espejos parabólicos (4 transversalmente por 7 longitudinalmente). La parábola presenta un ancho de apertura de 5,77 m.

Cada módulo se apoya sobre un pilón y cada pilón se asienta sobre una cimentación independiente.

#### 4.1.1.2 Espejos.

Los espejos parabólicos se apoyan en los brazos (*cantilever arms*) de la estructura. Cada espejo se apoya en cuatro puntos, repartidos en dos brazos. El espejo se suministra con cuatro piezas cerámicas adheridas a su parte trasera, que llevan embebido un tornillo de conexión.

Por otra parte, los brazos de la estructura se suministran con unos perfiles de conexión en forma de z (*z profiles*) para alojar el tornillo de conexión del espejo. Estos perfiles se acoplan al brazo de la estructura mediante unión roscada. Cada brazo de estructura incluye dos perfiles tipo z para unión roscada entre espejo y brazo.

Como se ha comentado, cada módulo consta de 28 espejos.

El suministrador de espejos seleccionado asegura una reflectividad del 92 %.

#### 4.1.1.3 Tubos absorbedores

Los tubos absorbedores se sueldan entre sí de tres en tres, formando un conjunto de aproximadamente 12 m de longitud. Este conjunto de tubos se apoya sobre los soportes que se incluyen en la estructura metálica.

Cada módulo cuenta con dos soportes intermedios y otros dos soportes coincidentes entre módulos consecutivos.

Cada soporte de tubo absorbedor incluye una abrazadera metálica con dos pernos de apriete sobre la que apoya el tubo absorbedor. Para evitar contacto metal-metal y pérdidas por transferencia térmica desde el tubo a la estructura metálica, entre el tubo y el soporte, se dispone una pieza de aislamiento térmico.

El suministrador del tubo absorbedor asegura unos valores de transmisividad y absorptividad del 96 % y 95 % respectivamente. La emisividad vendrá dada por la Ecuación 4.1, función de la temperatura del fluido térmico (en °C). Asimismo, los diámetros (exteriores) del tubo absorbedor y de la cubierta de vidrio son 70 y 125 mm., respectivamente.

$$\varepsilon = 0,04795 + 0,0002331 \cdot T_{\text{fluido}}$$

**Ecuación 4.1**

#### 4.1.1.4 Estructura

El tamaño de la estructura metálica dependerá del número de módulos que se vayan a alinear. Puesto que el colector seleccionado es el modelo *Eurotrough II*, la configuración de éste se basa en la alineación en serie de 12 módulos individuales, conteniendo cada uno de ellos los componentes descritos en los epígrafes anteriores.

El área de captación de 12 módulos de colector es de 817,5 m<sup>2</sup>. La longitud del colector es de casi 150 m, que se corresponde con 12 módulos de 12 m.

Para cada colector de este modelo existirán 13 pilones. Uno de estos pilones es el pilón conductor (*drive pylon*) y está situado en el medio del colector, es decir, entre dos conjuntos de 6 módulos cada uno. Este pilón es el responsable del sistema de seguimiento solar, como veremos a continuación. A los otros 12 pilones, se les denomina como pilones intermedios (10) y pilones finales (2).

El diseño de este colector, para unas condiciones de viento de hasta 5 m/s asegura un factor de interceptación mínimo de ≈89 %. Asimismo, experimentalmente se ha determinado que la función  $K(\theta) = \cos(\theta) - (2,859621 \cdot 10^{-5} \cdot \theta^2) - (5,25097 \cdot 10^{-4} \cdot \theta)$  proporciona el valor del modificador del ángulo de incidencia en función de éste último.



#### 4.1.1.5 Sistema de seguimiento

A pesar de que el sistema de seguimiento no parece ser un equipo que aporte datos necesarios para el dimensionado del campo, la cantidad de estos equipos sí va a ser un factor influyente desde el punto de vista económico, puesto que al ser un equipo costoso es necesario minimizar su presencia en el campo solar.

De hecho, esta es una de las razones de la evolución del colector *Eurotrough I* (100 m) al *Eurotrough II* (150 m), ya que para instalaciones en la que el número de colectores sobrepasa los 300, se consigue una reducción de hasta el 33% del coste en seguimiento solar.

El sistema de seguimiento se aloja en el pilón conductor de cada colector cilindro-parabólico. Incluye dos pistones hidráulicos que actúan sobre dos levas metálicas pertenecientes a la estructura metálica del colector. Las levas están solidariamente unidas al eje metálico de giro del colector, el cual se apoya sobre dos cojinetes con sus correspondientes rodamientos, todos ellos alojados en el pilón conductor del colector cilindro-parabólico.

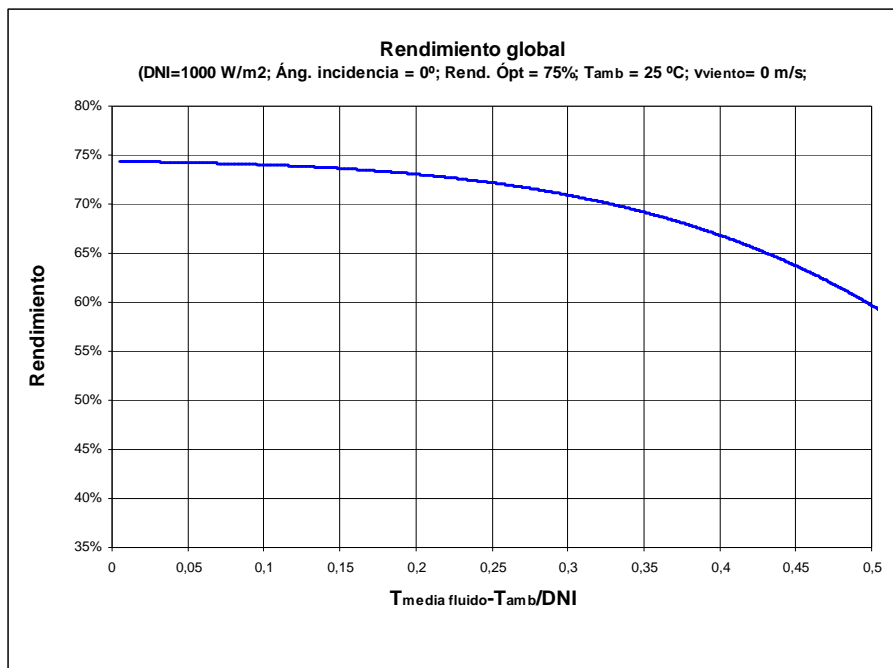
Los pistones hidráulicos (pertenecientes al sistema de seguimiento) acaban en una rosca hembra. Por otra parte, las levas metálicas (pertenecientes a la estructura metálica) acaban en una rosca hembra también. Ambas roscas se unen por medio de un tornillo y arandela, que forma parte del paquete de estructura metálica. Por cada pilón conductor, existen dos levas metálicas y por cada sistema de seguimiento existen dos pistones hidráulicos.

La filosofía de control, en líneas generales, consiste en lo siguiente: los pistones, accionados por un grupo hidráulico, provocarán el giro de la estructura completa. La orden para el accionamiento de los pistones la ejecutará un sistema de control adjunto al sistema de seguimiento. El sistema de control recibirá la posición real del colector, la comparará con la posición de seguimiento que debería tener (obtenida mediante un algoritmo de cálculo de la posición del sol, función de las coordenadas geográficas del colector, la fecha y la hora) y mandará la orden a los pistones para que operen convenientemente.



#### 4.1.2 Tabla resumen de especificaciones técnicas

	Por MÓDULO	Por COLECTOR
ESTRUCTURA y PARÁBOLA		
Longitud [m]	12,5	150
Área de apertura [m <sup>2</sup> ]	68,125	817,5
Ancho de apertura [m]	5,77	
Longitud efectiva [m]	11,8	141,6
Distancia focal [m]	1,71	
Ángulo de borde <sup>11</sup> (°)	80,34	
Factor de concentración	82,48	
Factor de interceptación [%]	89 % (para velocidad de viento de hasta 5 m/s)	
TUBO ABSORBEDOR		
Diámetro int. absorbedor [mm]	65	
Diámetro ext. absorbedor [mm]	70	
Diámetro int. vidrio [mm]	119	
Diámetro ext. vidrio [mm]	125	
Longitud [m]	4,06	
Transmisividad vidrio, $\tau$ [%]	96 %	
Absortividad, $\alpha$ [%]	95 %	
Emisividad, $\varepsilon$ [-]	$\varepsilon = (0,04795 + 0,0002331 \cdot T_{\text{fluido}})$ Con $T_{\text{fluido}}$ en K	
Emisividad vidrio, $\varepsilon_{\text{vid}}$ [-]	0,9	
Número de tubos [-]	3	36
ESPEJOS		
Reflectividad del espejo [%]	92 %	
Dimensiones por faceta [mm x mm]	1700 x 1100	



Gráfica 4.1

<sup>11</sup> Ángulo de borde (o Rim angle): es el ángulo que existe entre un borde cualquiera de la parábola y el segmento que determina la distancia focal.

### 4.1.3 Seguridad del colector frente a viento

La existencia de cargas de viento durante la operación normal del colector no es deseable, en primer lugar por la deformación que sufre la parábola del concentrador, lo cual conlleva una pérdida de eficiencia del mismo debido a la reducción de la interceptación de la radiación solar.

Pero, en segundo lugar, si las rachas de viento son importantes, además de poder producir daños estructurales también pueden provocar daños personales.

Estructuralmente, se pueden producir deformaciones plásticas que deformen permanentemente el concentrador. Además, pueden originarse deterioros en la cimentación de los colectores (sobre todo en las filas del perímetro del campo solar que se vean afectadas por la dirección predominante del viento). Por último, puede producirse la rotura de los espejos del colector, lo que suele llevar asociado un “efecto cascada” sobre los demás espejos y sobre los tubos absorbedores.

Para vientos por debajo de 14 m/s (50,4 km/h) se puede operar normalmente el campo solar. Se sufrirán penalizaciones en el rendimiento cuando empiecen a superar los 5 m/s (18 km/h) debido principalmente a la reducción del factor de interceptación.

Para vientos entre 14 y 40 m/s (144 km/h) se debe llevar al colector a posición segura (en ocasiones coincide con la denominada posición de *stow* o de reposo).

Esta posición de seguridad varía según el diseño estructural del colector. El caso del *Eurotrough II*, que se describe a continuación, no es aplicable a todos los colectores, ya que el rango de movimientos está limitado por la longitud de los pistones hidráulicos del sistema de seguimiento solar y la interferencia entre la parábola y los pilones. Otros colectores pueden llegar a posiciones de  $-90^\circ$  (según el criterio de signos de la Imagen 4.2), es decir “bocabajo”.

Ensayos en túneles de viento demuestran que es la posición en la que más se reducen las cargas del viento y en la que más se preserva la integridad de los espejos.

Sin embargo, la posición de *stow* del *Eurotrough II* es una posición de desenfoque del colector en el que se le sitúa a unos  $20-30^\circ$  por debajo de la horizontal (ver Imagen 4.2), generalmente orientándolo hacia el Este. Todas las noches, o durante los días en los que la planta esté parada, los colectores se dirigirán a la posición de *stow* para estar preparados para la salida del Sol y minimizar los tiempos de arranque. Las razones por las que se envía al colector por debajo de la horizontal son, por un lado, para facilitar las tareas de mantenimiento y por otro, para evitar que los primeros rayos del día se puedan concentrar en el tubo absorbedor (en caso de que no se quiera poner en funcionamiento el colector).

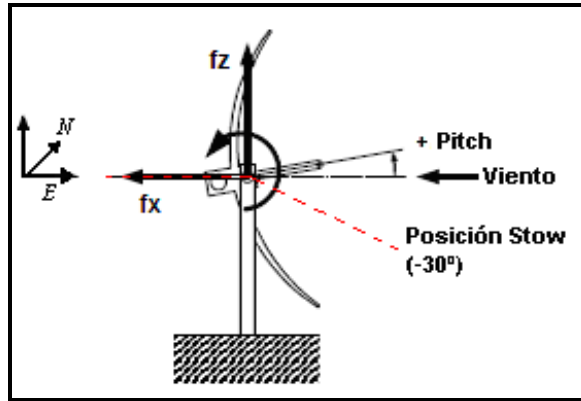


Imagen 4.2 Vista lateral: Posición *stow* y criterio de signos.  
En rojo, el rango de movimiento permitido (De -30° a 180° aprox.)

Sin embargo, si durante un seguimiento normal se produce un incremento notable de la velocidad del viento, será criterio del operador hacia dónde dirigir los colectores evitando en todo momento dejar al colector en posición de “bandera” respecto al viento. Por ejemplo, si aparecen rachas fuertes con dirección Oeste y el colector se encuentra en posición de seguimiento solar a 140°, el hecho de enviar a los colectores a la posición de *stow* (-30° Este) provocaría sobre éstos un *efecto vela* que podría causar importantes daños a la estructura y al resto de elementos que lo conforman.

Por último, se considera peligrosa para las personas, una velocidad de viento que supere los 144 km/h, y por tanto se debería proceder a la evacuación del campo solar.

Generalmente, como medidas preventivas ante fuertes rachas de viento, se opta por soluciones como reforzar tanto la estructura (incrementando su espesor) como la cimentación de las filas de colectores del perímetro del campo solar o colocar parapetos, barreras protectoras o incluso vegetación, que contribuyan a minimizar las cargas de viento que pudieran producirse en el emplazamiento.



Imagen 4.3 Colectores en *stow* durante operaciones de mantenimiento.

## 4.2 Dimensionado del campo solar

Las instalaciones termosolares de concentración de alta temperatura presentan una peculiaridad importante a la hora de acometer su diseño. Su fuente de energía primaria es la radiación solar, y ésta presenta dos características fundamentales: es una fuente aleatoria, es decir, van a existir situaciones, a priori no previsibles, de carácter climatológico, como el paso de nubosidades o tormentas, y además es una fuente intermitente, es decir, va a provocar arranques y paradas del proceso todos los días.

Algunos autores introducen términos como *punto de diseño* para plantear un caso base de diseño, intentando establecer una analogía con el diseño de otras instalaciones de generación térmica (centrales térmicas, ciclos combinados, nucleares, etc.).

En efecto, para el diseño del campo solar es necesario plantear un caso base. En líneas generales, se debe especificar un emplazamiento, un recurso solar asociado a ese emplazamiento, un tipo de colector y unas condiciones ambientales y de proceso para poder calcular un área de captación<sup>12</sup> que asegure la demanda térmica del proceso para el que se le requiera.

Muchas de las fuentes consultadas deciden elegir el mediodía solar del 21 de junio, solsticio de verano, como fecha y hora que establecen este punto de diseño.

Parámetros en el punto de diseño	
Variables ambientales	
Radiación solar directa [ $\text{W/m}^2$ ]	800
Longitud [ $^\circ$ ]	4,3 ° W
Latitud [ $^\circ$ ]	38,4 ° N
Ángulo de incidencia (Orientación N-S) [ $^\circ$ ]	15
Temperatura ambiente [ $^\circ\text{C}$ ]	25
Velocidad del viento [ $\text{m/s}$ ]	0
Variables Fluido térmico	
Temperatura de entrada del aceite térmico [ $^\circ\text{C}$ ]	300
Temperatura de salida del aceite térmico [ $^\circ\text{C}$ ]	390
$\Delta T (T_{\text{ent}} - T_{\text{sal}})$ [ $^\circ\text{C}$ ]	90
Variables colector cilindro-parabólico	
Factor de limpieza del campo solar [-]	0,95
Factor de sombras [-]	1

Sin embargo, debido a las dos características fundamentales de la radiación solar que se han citado en el primer párrafo, no sería correcto dimensionar un campo solar según un punto de diseño, cuando, a buen seguro, la mayor parte del tiempo se va a estar operando en condiciones de *off-design* (o fuera de diseño). Por ello, es necesario llevar a cabo un estudio anual del comportamiento de distintos tamaños y configuraciones de campo solar (que a la postre determinan la producción anual) teniendo como entrada los

<sup>12</sup> Términos como *tamaño de campo*, *número de módulos/colectores* o *área de apertura* se emplearán indistintamente haciendo referencia siempre al parámetro **área de captación útil**, que en definitiva es el valor que determina el dimensionado del campo solar.

datos meteorológicos del emplazamiento de uno o varios años completos y buscando como salida, principalmente, la producción de energía anual.

Diseñar solamente en base a este estudio anual no es suficiente para obtener un dimensionado óptimo del campo solar. Si se obvian las cuestiones económicas, y dependiendo del proceso para el que se requiera el aporte solar, se podría diseñar un campo que asegurara la demanda mínima requerida en la peor de las situaciones anuales, pongamos un día de invierno, con un gran ángulo de incidencia y una radiación solar escasa. El resultado es evidente: si no se ha contemplado ningún tipo de almacenamiento, el resto del año vamos a tener un campo sobredimensionado que desperdicia energía.

Pero, por lo general, y debido al alto coste que presentan estas tecnologías, el análisis económico es el factor determinante en el dimensionado. Se debe llegar a un acuerdo entre tamaño de campo, producción esperada y coste de esta producción.

Para ello, en este proyecto se empleará el indicador LEC (*Levelized Cost-of-Energy*) para llevar a cabo un análisis económico que optimice el tamaño del campo. El LEC muestra el coste de cada *kWh* producido y se calcula teniendo en cuenta los costes de inversión, de operación y mantenimiento y de combustible fósil, en caso de optar por una instalación híbrida.

#### **4.2.1 Descripción del proceso**

Se pretende dimensionar un campo de colectores para satisfacer la demanda térmica de un proceso industrial. Dicho proceso puede trabajar a cargas parciales en función del recurso solar disponible. Presentará 4 posibles estados de carga: al 100%, 75%, 50% y 25%, presentando unos rendimientos de entre un 39% y un 33% en función de su grado de carga.

Para que el proceso trabaje a plena carga (100%) es necesario que el campo solar aporte una potencia térmica de 1 MW.

La instalación cuenta con una caldera auxiliar de gas natural, que prestará servicio tanto para los arranques de la instalación, como para cubrir la demanda térmica en momentos de baja radiación. También se empleará en modo *anti-freezing* para evitar el congelamiento durante la noche del aceite térmico que se emplee.

El campo solar estará formado por un conjunto de colectores cilindro parabólicos, por cuyo foco circulará un aceite térmico que se calentará desde 300 °C a 390 °C. La potencia térmica recogida en el campo solar se entregará al proceso industrial anteriormente descrito.

Si las condiciones de radiación y ángulo de incidencia superan a las nominales, la potencia térmica excedería, por tanto, la requerida por el proceso, por lo que algunos de los colectores deberán ser desenfocados. Por el contrario, en condiciones desfavorables de radiación y ángulo de incidencia, no se podrá cubrir la demanda requerida por el

proceso, por lo que se podría optar por hibridar la instalación mediante el uso de la caldera auxiliar de gas natural para alcanzar los valores nominales, o bien reducir la carga del proceso industrial al que alimenta el campo solar.

Estas estrategias de operación están fuera de los límites de este proyecto, aunque sin embargo se estudiarán dos situaciones de hibridación: una sin límite de consumo de gas, en la que la caldera va a aportar el resto de demanda térmica que precise el proceso industrial para trabajar al 100% de carga durante las 24 horas del día y otra en la que la hibridación sólo se empleará para llevar al proceso a las condiciones nominales durante las horas en las que también haya aporte solar. Con esta última opción se pretende aproximar la operación al régimen habitual de funcionamiento de una instalación termosolar en España, en la que el consumo de combustible fósil se encuentra limitado según el Real Decreto RD 661/2007<sup>13</sup>.

#### **4.2.2 Datos meteorológicos**

Se dispone de una base de datos meteorológicos para el emplazamiento elegido (localidad en el sur de Ciudad Real (España), a una latitud de 38,4 ° N) de dos años consecutivos con valores horarios de radiación solar directa, temperatura ambiente y velocidad de viento. Asimismo, también se dispone de los valores medios horarios del ángulo de incidencia en el emplazamiento elegido. Los datos de la radiación directa han sido obtenidos con un pirheliómetro, es decir, no están medidos sobre el plano horizontal mediante un piranómetro (afectado por el ángulo de incidencia) sino con un instrumento con un seguidor solar a dos ejes, por lo que no es necesario llevar a cabo un tratamiento de estos datos de radiación directa.

En proyectos de mayor envergadura, es necesario hacer un análisis exhaustivo y preciso de estos datos meteorológicos. No hay que olvidar que, generalmente, no se cuenta con datos históricos del emplazamiento y hay que diseñar una instalación prevista para 25, 30 ó 35 años en base a los datos recogidos durante 4 ó 5 años.

Estos estudios<sup>14</sup> permiten, no sólo demostrar la viabilidad técnica del emplazamiento elegido sino, una vez elegido, poder discriminar los datos de radiación que obligarían a una parada de la instalación (o a una hibridación de ésta, según estrategia) o que directamente supondrían un no-arraque de la misma, obteniendo como resultado una producción anual más precisa.

---

<sup>13</sup> Para que una instalación termosolar se pueda acoger a las primas establecidas por el Ministerio de Industria, no puede sobrepasar un 15% de hibridación anual (es decir, sólo un máximo del 15% de la producción anual puede ser de origen fósil) si operan *a mercado* y un 12% si operan *a tarifa*.

<sup>14</sup> En líneas generales, se debe crear un *año meteorológico* tipo (AMT) del emplazamiento, en función de datos históricos recogidos en años anteriores y aplicando un análisis estadístico. Para ese AMT, se determinan varios (3 ó 4) *días tipo* en función del grado de nubosidad. Posteriormente, se podrá clasificar un día cualquiera dentro de estas tipologías, conocer el porcentaje anual de días despejados (o muy nubosos) del emplazamiento y en función de esto, determinar la cantidad de días en los que no merecerá la pena arrancar la instalación, no se podrá trabajar en condiciones de diseño o por el contrario, habrá un exceso de energía que provoque un desenfoque de los colectores.



Los datos meteorológicos que se emplearán como entrada para el balance anual de este proyecto han sido tratados determinando el número de días completos de baja o nula radiación directa en los que el aporte solar sería nulo y la instalación (salvo con hibridación total) no entraría en servicio e intervalos de horas en los que la producción se vería afectada y sería necesario hibridar o bajar la carga del proceso industrial (según estrategia).

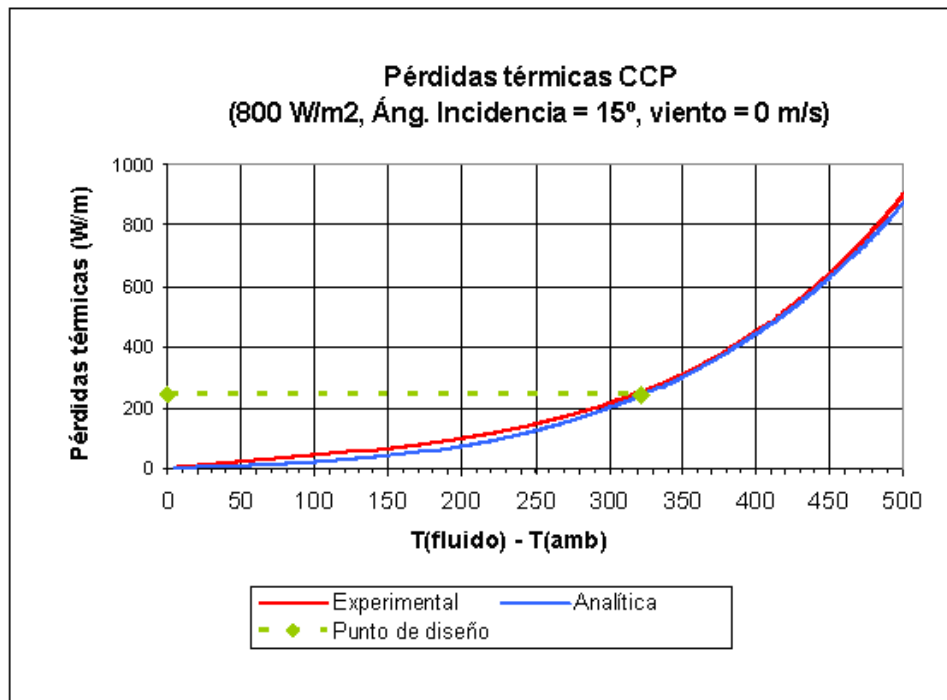
#### **4.2.3 Resultados de la simulación en el punto de diseño.**

A continuación se presenta una tabla resumen con los resultados más relevantes de la simulación, para el caso base del punto de diseño. Para ello, se ha empleado el estudio del comportamiento del colector cilindro parabólico (rendimiento y calor útil) que se realizó en el Capítulo 3.

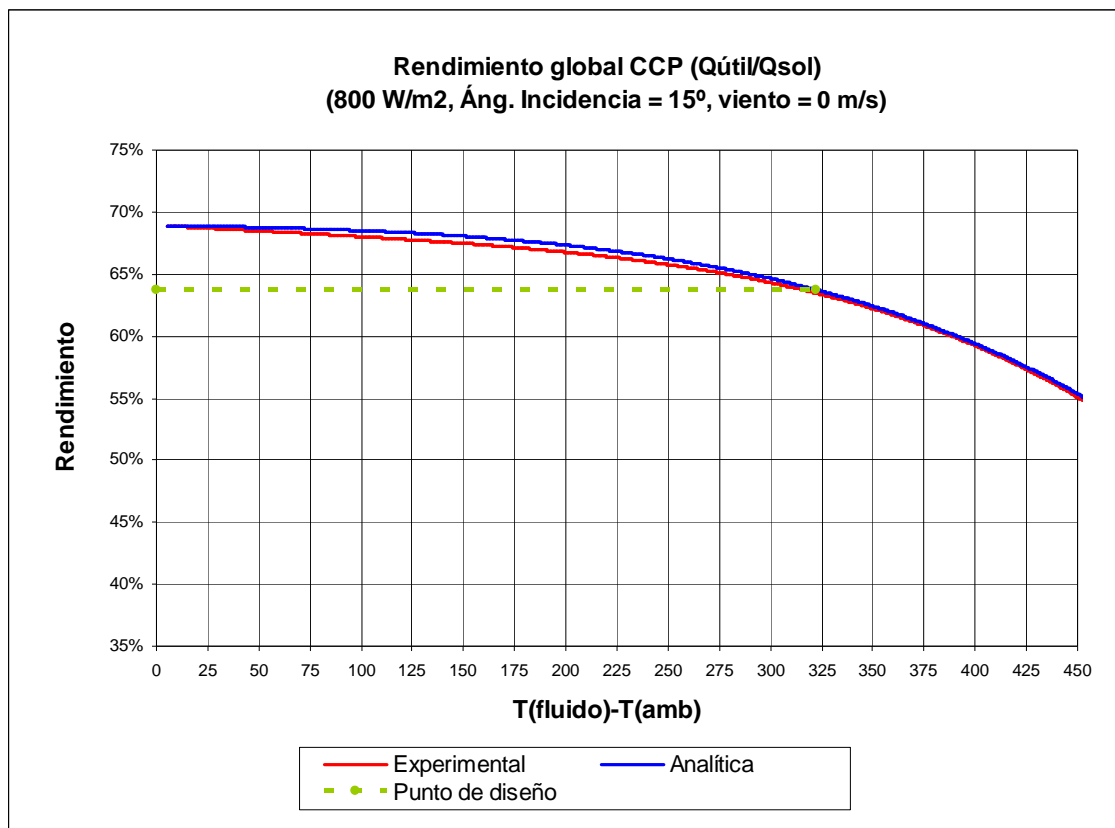
<b>Resultados en el punto de diseño</b>	
<b>Lado CAMPO SOLAR</b>	
Recurso solar [W]	54500
Calor absorbido por el colector [W]	36790,82
Calor perdido por el colector [W]	2696,48
Calor útil [W]	34093,33
Caudal másico de aceite térmico [kg/s]	4,64
Área de captación necesaria para 1 MW <sub>t</sub> [m <sup>2</sup> ]	1998,4
Número de módulos necesarios	30
Número de colectores de 12 módulos	3
Rendimiento global campo solar [%]	62,56

Como se explicó en ese mismo capítulo en la sección 3.2.3, se han querido reflejar las diferencias entre el cálculo de pérdidas térmicas y rendimiento del colector cilindroparabólico teniendo en cuenta resultados experimentales y resultados teóricos.

En la siguiente gráfica se muestra la comparativa de ambos estudios. Como se puede ver, las diferencias son pequeñas. Esto es debido a que el punto de diseño elegido está muy cercano al que se empleó en los experimentos realizados por los distintos laboratorios. Más adelante veremos que las diferencias son más acusadas cuando nos alejamos del punto de diseño, hecho que, por otra parte, sucede todos los días.

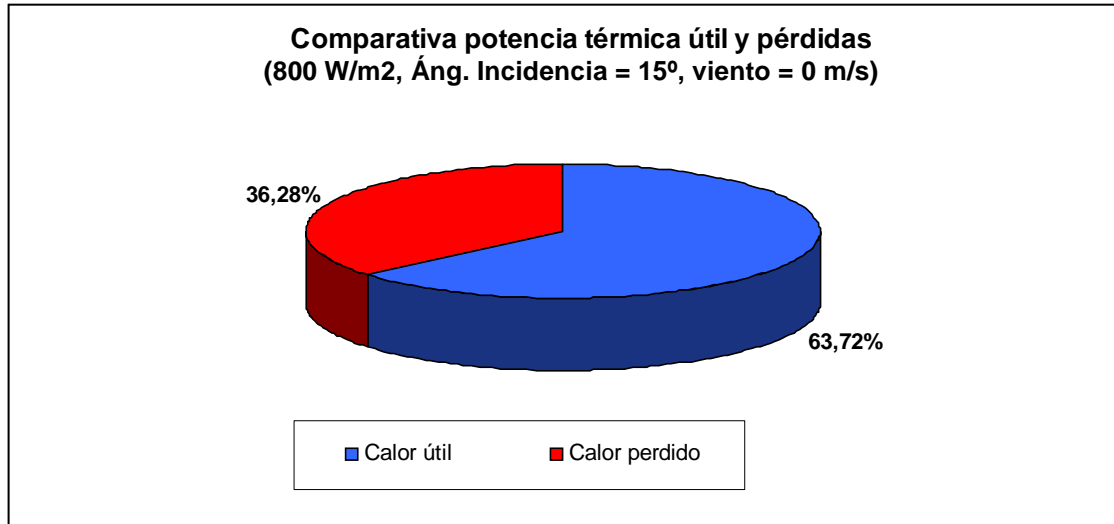


Gráfica 4.2



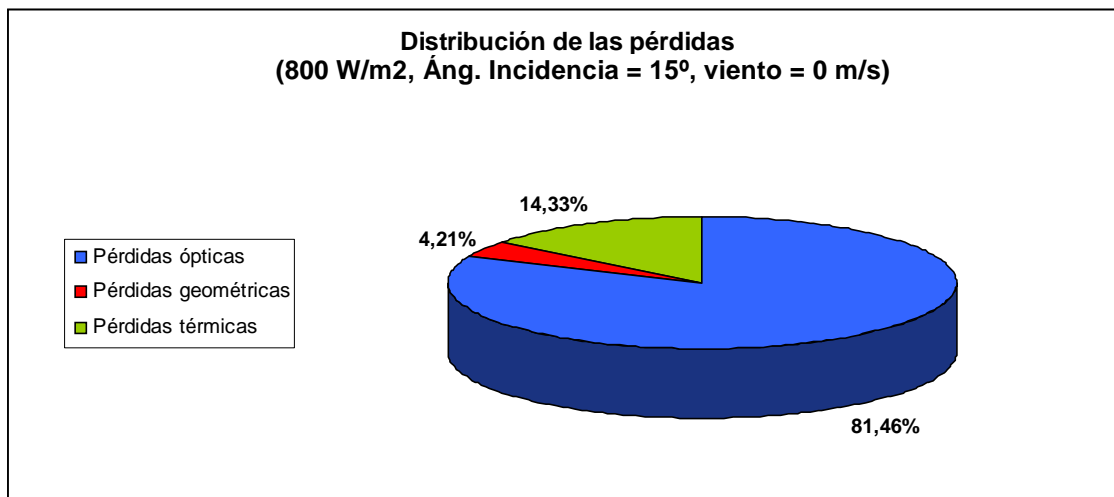
Gráfica 4.3

Se puede observar en la gráfica del rendimiento, que el valor máximo que se podría alcanzar sería de algo menos del 70%. Ese valor máximo se alcanzaría solamente en caso de que la temperatura media del aceite térmico estuviera prácticamente a temperatura ambiente. En ese punto, al encontrarse el sistema en equilibrio térmico, no existirían pérdidas térmicas al ambiente, y por tanto esas pérdidas serían la suma de las pérdidas ópticas y geométricas.

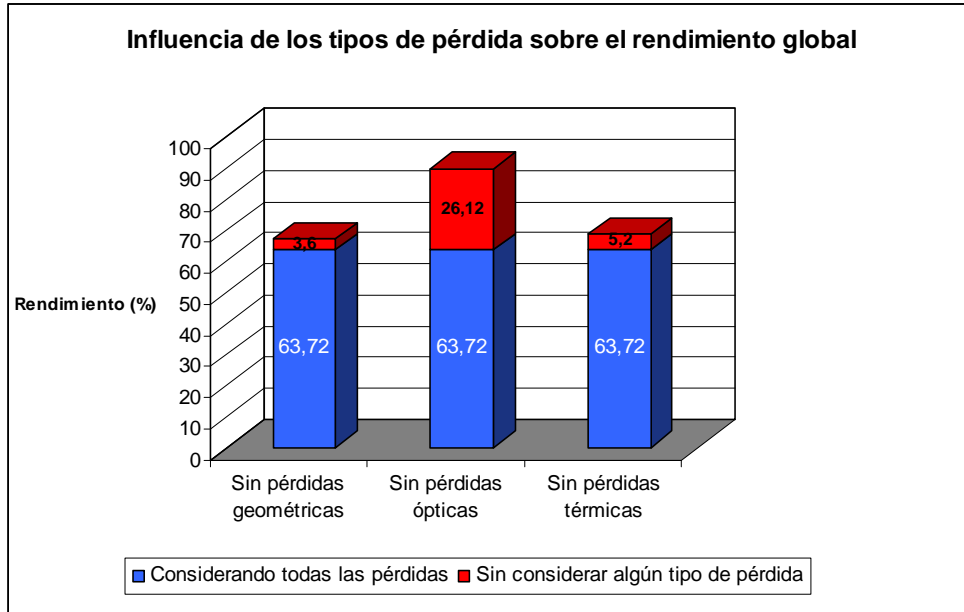


Gráfica 4.4

La distribución de los distintos tipos de pérdidas que existen en el colector, queda reflejada en los siguientes gráficos. Se puede observar la gran importancia que tiene la eficiencia óptica (que incluye un factor de limpieza del 95%).

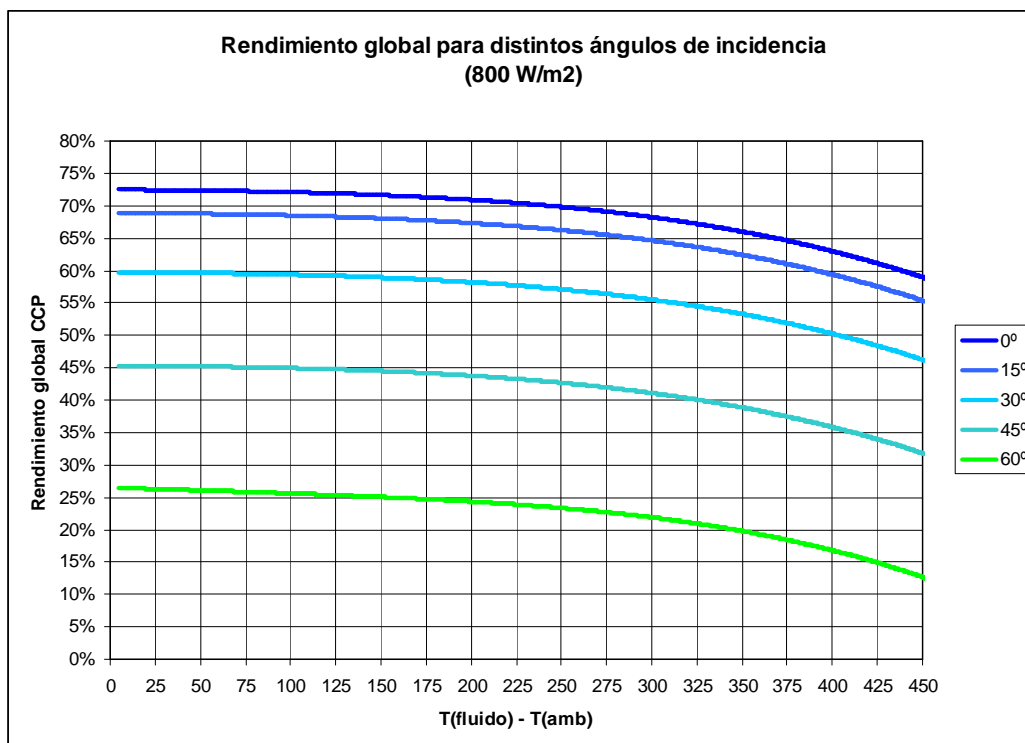


Gráfica 4.5

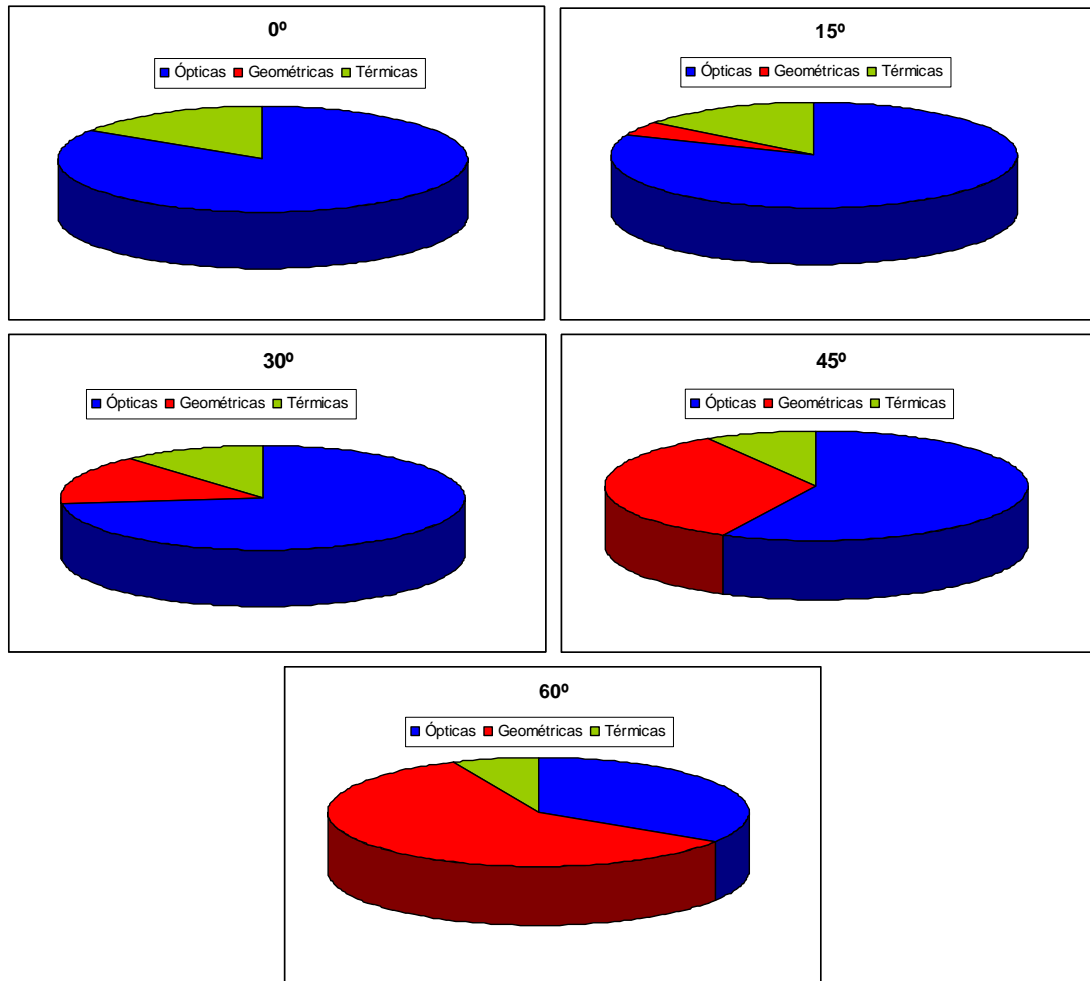


**Gráfica 4.6**

Es importante destacar que, para el 21 de junio, las pérdidas geométricas son relativamente bajas, debidas al ángulo de incidencia considerado. Podemos ver el impacto en el rendimiento del colector si consideramos ángulos propios de los mediodías solares de días de invierno, primavera u otoño, así como sus diferentes contribuciones.



**Gráfica 4.7 Impacto del ángulo de incidencia sobre el rendimiento del colector**



**Gráfica 4.8 Importancia del ángulo de incidencia sobre el total de energía perdida.**

#### 4.2.4 Resultados de la simulación anual

Empleando las bases de datos meteorológicos y el mismo modelo de simulación de comportamiento del colector cilindro parabólico empleado en el apartado anterior, se ha llevado a cabo un balance de producción anual, hora a hora, de la instalación.

Se han calculado 9 casos diferentes, variando el área de captación (en esencia, variando el número de módulos instalados). Los escenarios planteados son tres:

- Un caso sólo-solar en el que proceso industrial sólo podrá trabajar durante el día, con el único aporte de la energía captada en el campo solar. Se ha tenido en cuenta que cuando el campo solar esté trabajando a cargas parciales, el proceso industrial al que alimenta dicho campo solar, también lo hará, viéndose penalizado su rendimiento (el del proceso), y por extensión, el de la instalación completa.
- El mismo caso, durante los mismos periodos de funcionamiento, pero permitiendo una hibridación con gas natural, de modo que el proceso industrial trabajará siempre al 100% de carga.
- Un tercer caso, también híbrido, pero en el que el proceso industrial operará durante las 24 horas del día también al 100% de carga.

Para aproximarse lo máximo posible a la realidad operacional de la instalación, se han tenido en cuenta las siguientes consideraciones para llevar a cabo la simulación:

- Para valores de radiación solar directa inferiores a  $150 \text{ W/m}^2$  durante las primeras horas de la mañana no se considera oportuno arrancar la instalación, por lo que tanto el calor útil aportado por el campo solar como el rendimiento del proceso, y por tanto la energía final producida, se considerarán nulos.
- Para las simulaciones híbridas, se ha completado mediante gas natural, durante todos los momentos de funcionamiento (durante las 24 horas para el tercer caso y durante las horas diurnas para el segundo caso), la demanda térmica necesaria por el proceso, por lo que el rendimiento de éste ha sido el máximo: 39 %
- Puesto que para el análisis económico se ha empleado el criterio LEC, se ha considerado que el proceso al que alimenta el campo solar transforma la energía térmica solar en energía eléctrica (de acuerdo a los rendimientos indicados en la tabla siguiente) y se le ha denominado  $E_{\text{final}}$  (Energía final, kWh).

Carga del proceso	$E_{\text{final}}$ (kW)	Rend. proceso	Demanda a campo solar ( $\text{kW}_{\text{térm}}$ )
100%	390	39%	1000
75%	292,5	37%	790,5
50 %	195	35%	557
25%	97,5	33%	295,5
0%	0	0%	0



A continuación se muestran varias tablas con los resultados obtenidos para los distintos escenarios planteados:

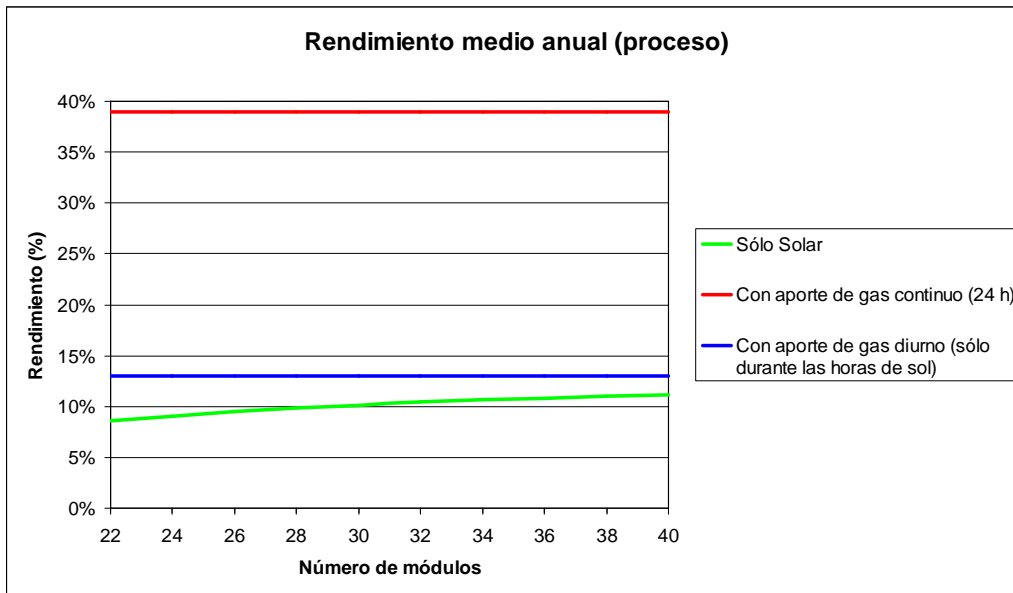
<b>Rendimiento medio anual del campo solar [%]</b>	<b>17,52</b>
--	--------------

<b>SÓLO SOLAR</b>			
<b>Número de módulos</b>	<b>Producción térmica (sólo solar) [MWh<sub>térm</sub>]</b>	<b>Energía final (proceso) [MWh]</b>	<b>Rendimiento medio (proceso)</b>
<b>24</b>	1452,89	459,29	8,57%
<b>26</b>	1584,29	552,44	9,04%
<b>28</b>	1705,91	636,44	9,46%
<b>30</b>	1809,63	701,75	9,85%
<b>32</b>	1899,33	750,11	10,14%
<b>34</b>	1978,03	795,59	10,40%
<b>36</b>	2046,73	836,84	10,62%
<b>38</b>	2107,46	868,41	10,81%
<b>40</b>	2161,77	897,70	10,96%

<b>HIBRIDACIÓN DURANTE HORAS DE SOL</b>				
<b>Número de módulos</b>	<b>Aporte gas natural [MWh<sub>térm</sub>]</b>	<b>Producción térmica (sol + gas) [MWh<sub>térm</sub>]</b>	<b>Energía final (proceso) [MWh]</b>	<b>Rendimiento medio (proceso)</b>
<b>24</b>	1465,11	2918,00	1138,02	12,99%
<b>26</b>	1333,71	2918,00	1138,02	12,99%
<b>28</b>	1212,09	2918,00	1138,02	12,99%
<b>30</b>	1108,37	2918,00	1138,02	12,99%
<b>32</b>	1018,67	2918,00	1138,02	12,99%
<b>34</b>	939,97	2918,00	1138,02	12,99%
<b>36</b>	871,27	2918,00	1138,02	12,99%
<b>38</b>	810,54	2918,00	1138,02	12,99%
<b>40</b>	756,23	2918,00	1138,02	12,99%

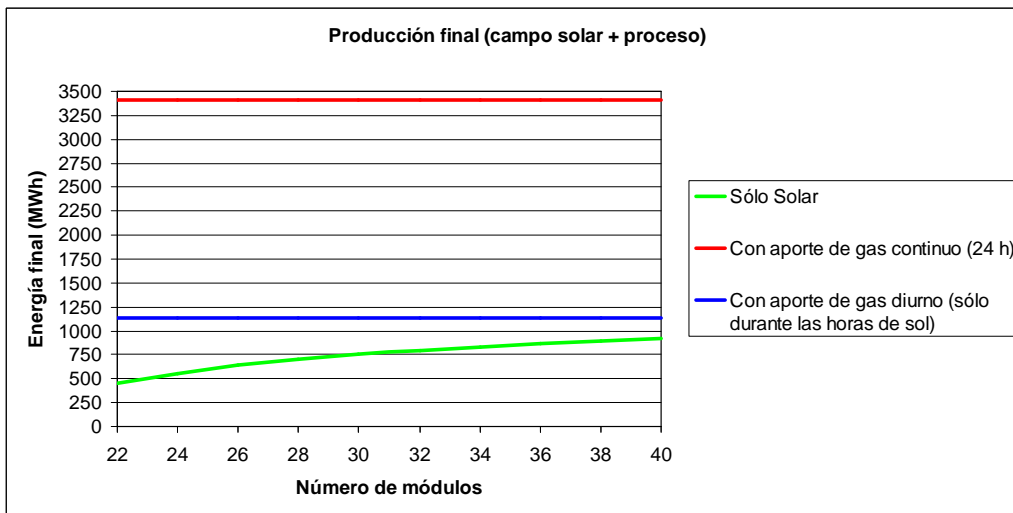
<b>HIBRIDACIÓN 24 HORAS</b>				
<b>Número de módulos</b>	<b>Aporte gas natural [MWh<sub>térm</sub>]</b>	<b>Producción térmica (sol + gas) [MWh<sub>térm</sub>]</b>	<b>Energía final (proceso) [MWh]</b>	<b>Rendimiento medio (proceso)</b>
<b>24</b>	7307,11	8760,00	3416,40	39,00%
<b>26</b>	7175,71	8760,00	3416,40	39,00%
<b>28</b>	7054,09	8760,00	3416,40	39,00%
<b>30</b>	6950,37	8760,00	3416,40	39,00%
<b>32</b>	6860,67	8760,00	3416,40	39,00%
<b>34</b>	6781,97	8760,00	3416,40	39,00%
<b>36</b>	6713,27	8760,00	3416,40	39,00%
<b>38</b>	6652,54	8760,00	3416,40	39,00%
<b>40</b>	6598,23	8760,00	3416,40	39,00%

Como es lógico, el rendimiento del proceso mejora con el aumento de captación solar, y aún más con las posibilidades de hibridación planteadas. Se puede apreciar que si se aumentara lo suficiente el área de captación solar, el rendimiento medio del proceso podría aproximarse al mismo que se obtiene con la hibridación diurna.



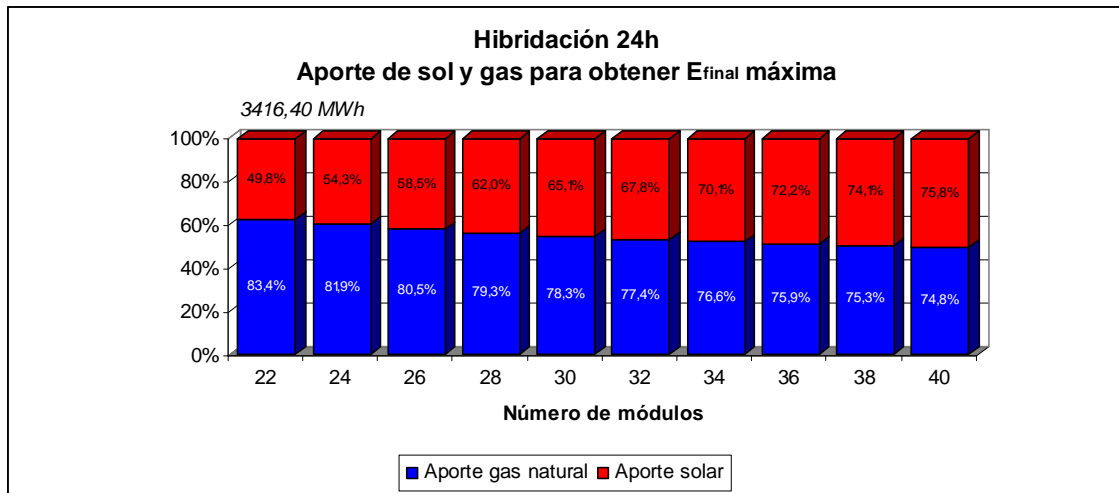
Gráfica 4.9

La producción anual se ve afectada del mismo modo, como muestra la siguiente gráfica.

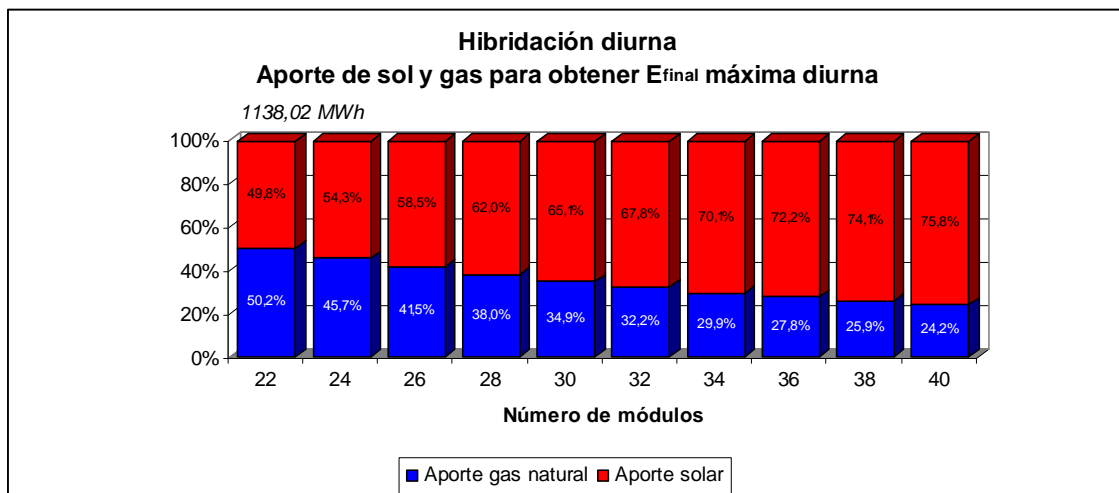


Gráfica 4.10

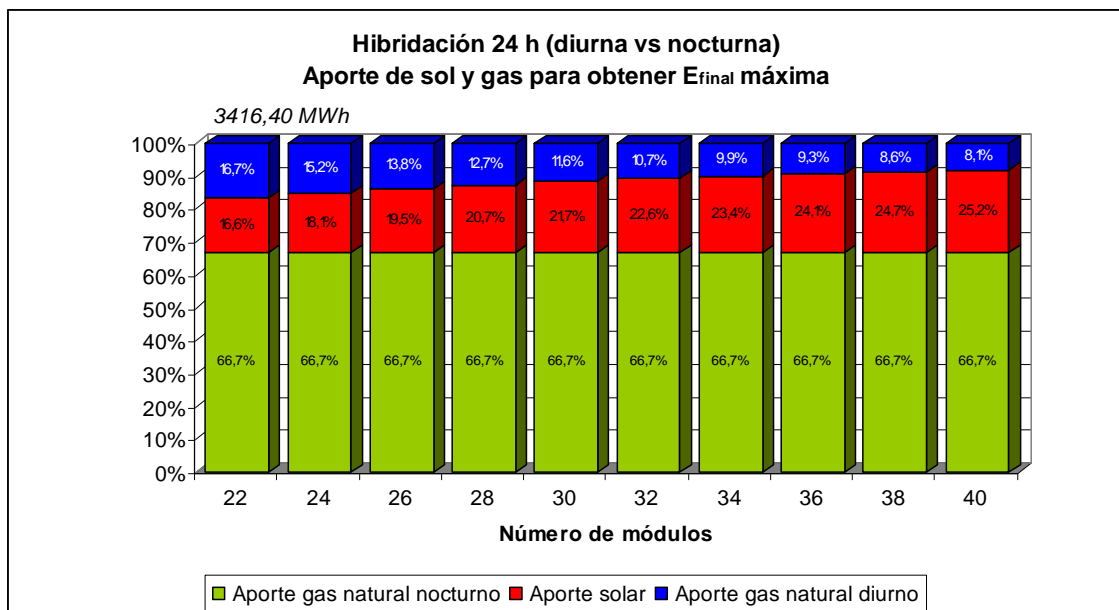
Para las opciones de hibridación, se han representado las contribuciones de gas natural para las distintas áreas de captación estudiadas. Lógicamente, el aporte necesario es menor conforme se amplía el tamaño del campo solar, lo cual supondría un ahorro en combustible fósil, pero tendría un impacto mucho más importante sobre el coste de inversión en equipos para el campo solar, como se verá en la siguiente sección.



Gráfica 4.11



Gráfica 4.12



Gráfica 4.13

#### 4.2.5 Análisis económico

Para realizar un dimensionado óptimo de la instalación, se va a calcular el coste del  $kWh$  producido para las distintas configuraciones calculadas. Dicho coste, denominado LEC (*Levelized Cost of Energy*) se calcula de acuerdo a la ecuación siguiente:

$$LEC = \frac{fcr \cdot C_{inversión} + C_{O\&M} + C_{comb}}{E_{neta}}$$

**Ecuación 4.2**

Donde  $fcr$  es el factor de amortización anual;  $C_{inversión}$  es el coste de inversión en terreno, equipos, ingeniería, construcción, etc.;  $C_{O\&M}$  es el coste de operación y mantenimiento;  $C_{comb}$  es el coste asociado a los consumos de combustible fósil, en este caso gas natural. Este último coste va a ser nulo para el escenario planteado sin hibridación (SÓLO-SOLAR). Por último,  $E_{neta}$  es la producción de la instalación.

El factor de amortización anual se calcula según la ecuación siguiente:

$$fcr = \frac{k_d (1 + k_d)^n}{(1 + k_d)^n - 1} + k_{seguro}$$

**Ecuación 4.3**

Donde  $k_d$  es el interés del dinero (%),  $n$  es la vida útil de la instalación y  $k_{seguro}$  es la tasa anual por seguro (%).

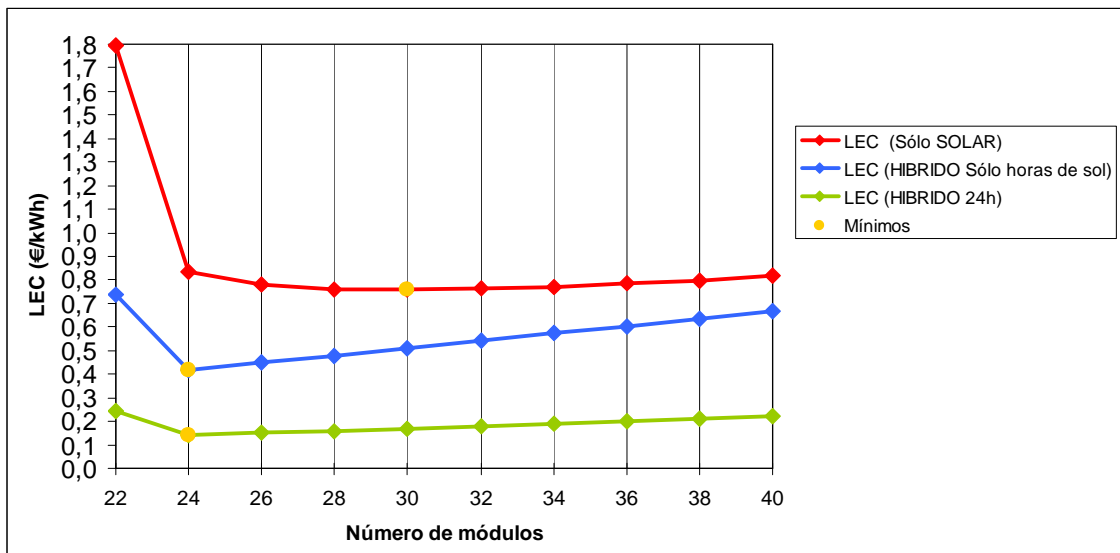
En la tabla siguiente se muestran los datos financieros tomados para llevar a cabo este cálculo.

Costes de Inversión	
Coste específico de inversión en el campo solar (€/m <sup>2</sup> )	190
Coste específico de inversión en el proceso industrial (€/kW <sub>final</sub> )	500
Coste específico del terreno (€/m <sup>2</sup> )	1,75
Recargo por construcción, ingeniería y contingencias (%)	5 %
Costes de Operación y Mantenimiento	
Costes por empleado y año (€/año)	40000
Número de persona para la operación de la planta	5
Número de personas para el mantenimiento del campo solar	2
Porcentaje del coste de inversión en mantenimiento de equipos	1%
Costes de combustible	
Precio del gas natural (c€/kWh)	2,32
Amortización	
Tasa anual por seguro (%/año)	1 %
Interés del dinero (%)	8 %
Vida útil (años)	30

De manera que se podrían actualizar las tablas de los resultados del balance anual de la siguiente manera:

Número de módulos	LEC [€/kWh] (sólo solar)	LEC [€/kWh] (hibridac. diurna)	LEC [€/kWh] (hibridación 24h)
24	0,5677	0,4478	0,2460
26	0,2912	0,2912	0,1390
28	0,2919	0,2919	0,1491
30	0,2954	0,2954	0,1594
32	0,3007	0,3007	0,1698
34	0,3072	0,3072	0,1802
36	0,3148	0,3148	0,1906
38	0,3231	0,3231	0,2011
40	0,3319	0,3319	0,2116

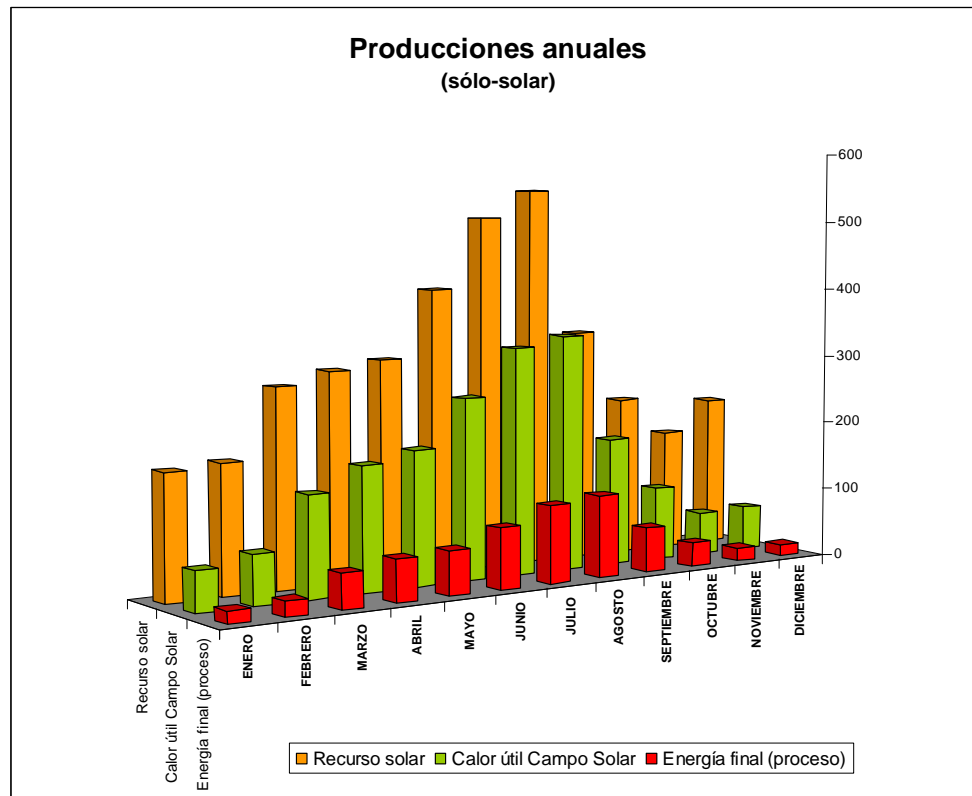
Si se representan los valores de tabla anterior, se observa que para la opción de hibridación 24 horas se alcanza un mínimo para 24 módulos. A pesar de que para esta opción hay que incluir costes de combustible no presentes en el caso SÓLO-SOLAR, la producción de energía final aumenta lo suficiente como para compensar ese gasto en combustible. Además, como se ya se ha comentado, al aumentar el tamaño del campo solar, aumentan de manera considerable los costes de inversión (principalmente debido a los costes asociados al terreno (compra, obra civil, etc.) y al coste de los equipos propios de un campo solar), lo que hace que sea la opción con el coste más bajo.



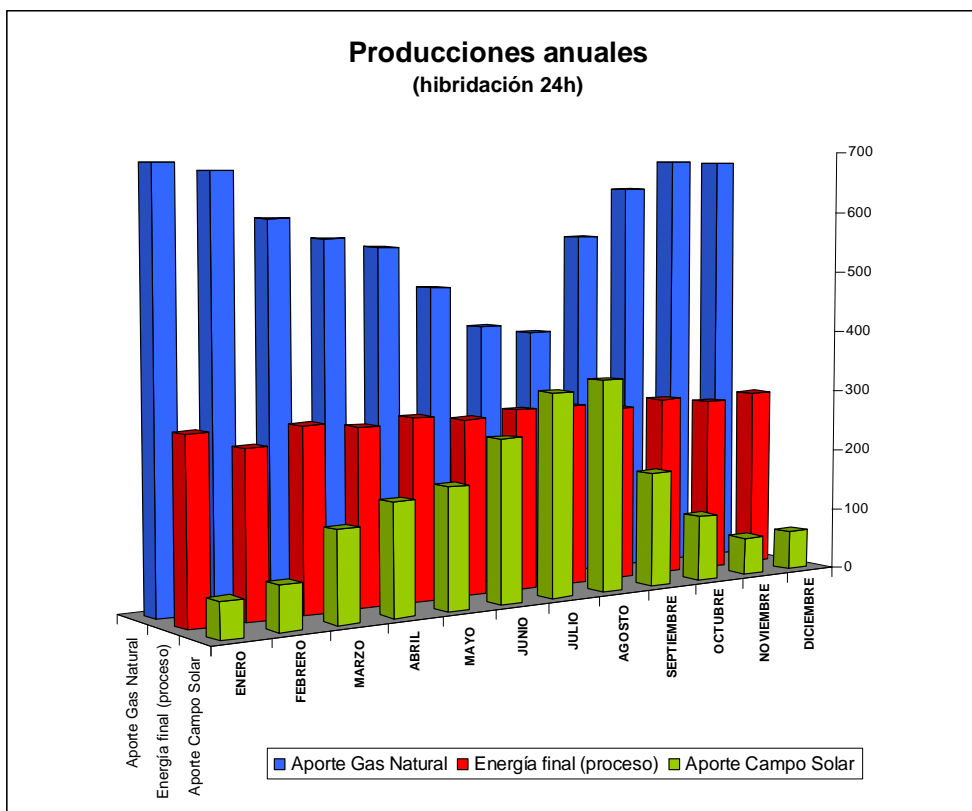
Gráfica 4.14

Para la alternativa sin hibridación, el valor óptimo se encuentra en los 30 módulos, coincidiendo, en este caso, con el tamaño obtenido para el punto de diseño. Es la opción más desfavorable económicamente, es decir, para el conjunto del campo solar y el proceso industrial descrito en la sección 4.2.1 resulta muy costoso generar un *kWh* de energía final, debido a que se trabaja durante mucho tiempo a cargas parciales con la consecuente pérdida de rendimiento y reducción considerable de la producción energética final.

En las gráficas siguientes se muestran, para los tamaños óptimos de campo solar en cada uno de los escenarios planteados, las distintas producciones, mes a mes.

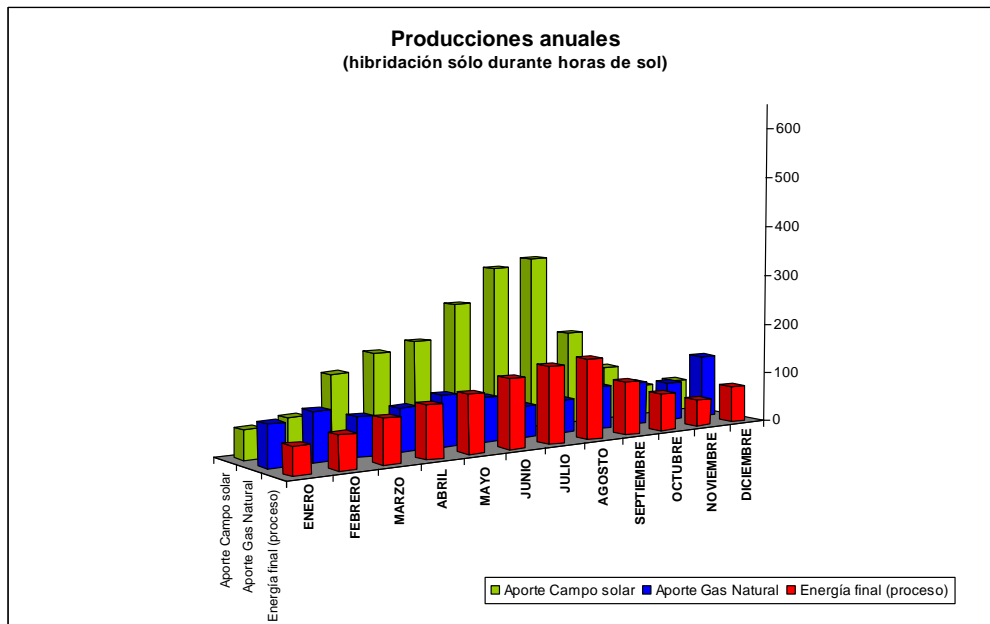


Gráfica 4.15

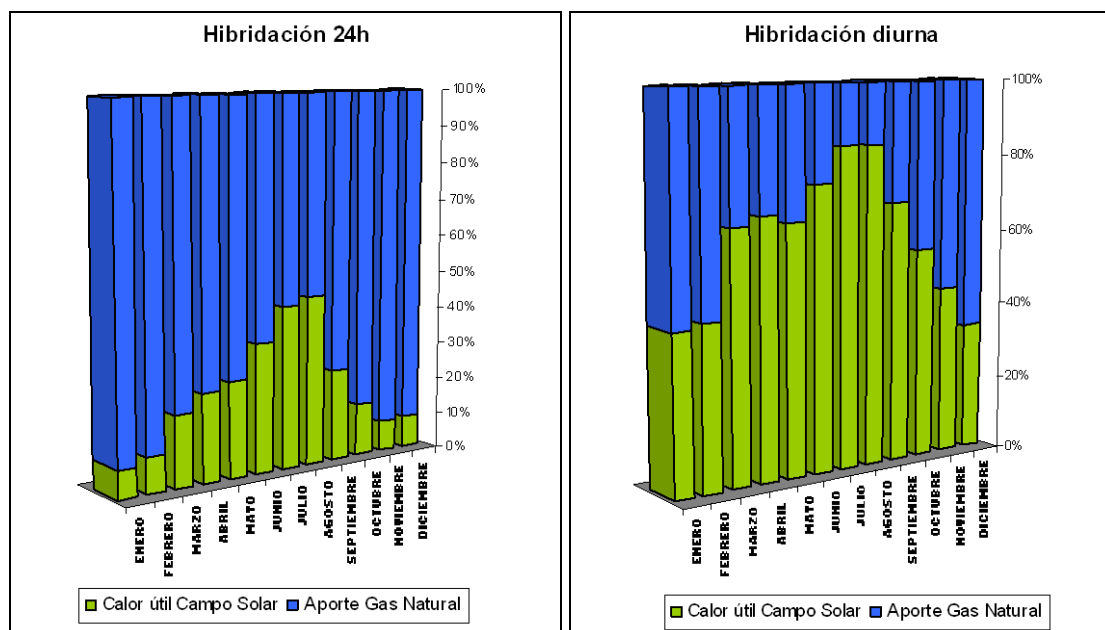


Gráfica 4.16





Gráfica 4.17



Gráfica 4.18 Contribuciones mensuales de gas natural para la hibridación 24h e hibridación diurna

## Conclusiones

En primer lugar, se ha mostrado en este proyecto el estado actual de la generación eléctrica termosolar, describiendo los elementos principales, sus principios de funcionamiento y mostrando algunos ejemplos de instalaciones termosolares llevadas a cabo. Una conclusión principal obtenida tras este primer análisis es que la tecnología aún no se encuentra lo suficientemente madura a nivel comercial puesto que su implantación o no en un determinado territorio dependerá fundamentalmente de la política de primas a la generación termosolar que esté vigente en dicho territorio.

En cualquier caso, y atendiendo al número de proyectos actualmente en operación, la tecnología de colectores cilindroparábolicos parece ser la tendencia predominante para la generación termosolar, debido principalmente a la madurez técnica que presenta frente a otras tecnologías de concentración solar. Asimismo, los costes de ejecución de un proyecto de torre central o de un proyecto de disco *Stirling* son, en la actualidad, más elevados que los de otro tipo de proyectos que pudiesen exportar a la red eléctrica la misma potencia y de origen renovable, como por ejemplo, las instalaciones fotovoltaicas, lo que supone un freno para su ejecución.

Las opciones de almacenamiento que se están desarrollando en la actualidad, se muestran como una ventaja por la flexibilidad y adaptabilidad a la curva de demanda que aportan, sin embargo, no contribuyen a una disminución de la inversión necesaria, puesto que obligan a sobredimensionar el campo solar, teniendo que aumentar tanto en equipos como en toneladas de fluido térmico, así como a realizar una inversión en tanques, bombas, intercambiadores de calor y materiales de almacenamiento térmico (generalmente, sales fundidas). Esto implica que, aunque la disponibilidad de la planta aumente y disminuya el coste por kilowatio hora generado, sólo sea una opción válida para grandes instalaciones y con un riesgo económico mayor, al suponer una inversión elevada. A todo esto hay que añadirle la complejidad operacional que entraña el empleo del almacenamiento térmico (congelación de las sales con la consecuente rotura de tuberías, problemas en los intercambiadores sales-fluido térmico, tiempos lentos de respuesta debido a la gran inercia térmica del sistema, etc.).

Por estas razones citadas y teniendo en cuenta el carácter de prototipo de campo solar que se ha propuesto en este proyecto, se ha descartado el estudio de un sistema de almacenamiento térmico.

Por otra parte, a través del estudio energético del colector cilindroparábolicos, se han identificado los principales agentes implicados en la conversión de energía solar en energía térmica útil, quedando demostrada la fuerte dependencia de las propiedades ópticas del colector en el aprovechamiento del recurso solar disponible, así como el impacto que produce el efecto del ángulo de incidencia sobre el calor útil obtenible por

el colector, habiéndose demostrado el carácter estacional de las instalaciones cilindroparabólicas.

Este carácter estacional se ha reflejado en las Gráficas 4.15, 4.16 y 4.17, que representan la producción neta de la instalación propuesta y en la Gráfica 4.8 donde se ha mostrado la contribución a las pérdidas energéticas de un colector cilindroparabólico, del ángulo de incidencia en diferentes épocas del año.

Desde el punto de vista térmico, el modelo desarrollado muestra una gran dependencia de las temperaturas de trabajo, viéndose penalizado el rendimiento térmico y global del colector al incrementarse dicha temperatura, debido fundamentalmente a la dependencia de la emisividad del tubo absorbedor de la temperatura del fluido de trabajo.

Por último, desde el punto de vista económico, resulta llamativo comprobar que al diseñar una instalación para un funcionamiento híbrido con gas natural durante las 24 horas del día, se obtiene un coste por kilowatio hora generado mucho más económico que para la misma instalación funcionando únicamente durante las horas de sol. Esto es debido a que, en primer lugar, se obtiene una producción final anual notablemente mayor, lo que hace que el valor del *LEC* ( $\text{€/kWh}$ ) disminuya. En segundo lugar, los elevados costes de inversión, principalmente en el campo solar y en la adquisición del terreno para el mismo, hacen que el valor del *LEC* aumente considerablemente. Es por ello por lo que para la generación de calor a alta temperatura, los campos solares comienzan a ser rentables a partir del orden de cientos de megavatios térmicos captados, un aumento de producción que aproxima el coste del kilowatio hora producido de manera solar al de otro tipo de energías renovables más maduras y desarrolladas como la generación eólica.

Es de esperar que en los próximos años se reduzcan notablemente los costes de inversión en el campo solar, gracias al desarrollo tecnológico y comercial que se prevé que sufran las tecnologías termosolares, fruto de las lecciones aprendidas durante los últimos años, la optimización de los procesos, la aparición de competencia entre suministradores, etc., lo que provocará un impulso en la producción de los componentes principales y una mejora de la eficiencia de los mismos.

Todo esto provocará un abaratamiento de los costes que, sumado al previsible ascenso del precio de los combustibles fósiles, conllevará una equiparación del precio del kilowatio hora con el de otras tecnologías actuales, como los ciclos combinados y las centrales térmicas convencionales, con el valor añadido de ser una tecnología respetuosa con el medio ambiente.

## Referencias

### Referencias bibliográficas

- [1] Balado, E., “Introducción a la conversión de la energía solar térmica mediante el uso de concentradores”, 2010, Trabajo dirigido por Izquierdo M., Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.
- [2] Baonza F., “Diseño optimizado y evaluación de una central termoelectrica solar para generación distribuida”, 2000, Proyecto Fin Carrera Universidad Carlos III de Madrid.
- [3] Brooks M.J. et al, “Performance of a parabolic trough solar collector”, 2006, Journal of Energy in Southern Africa.
- [4] Brooks M.J., “Performance of a Parabolic Trough Solar Collector”, 2005, University of Stellenbosch.
- [5] Cabrera J.A. et al, “Energía Solar Térmica de Concentración. Estado Actual. Actores del Sector”, Prospectiva y vigilancia tecnológica CIEMAT.
- [6] Dudley V. et al, “Test results of SEGS Ls-2 Solar Collector”, 1994, Sandia Lab.
- [7] Duffie J. et al, “Solar Engineering Of Thermal Processes”, 1980, Wiley.
- [8] F. Burkholder et al, “Heat-Loss Testing of Solel’s UVAC3 Parabolic Trough Receiver”, 2008, NREL.
- [9] Forristall R., “Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver”, 2003, NREL.
- [10] García Casals X., “La energía solar térmica de alta temperatura como alternativa a las centrales térmicas y nucleares”, 2001.
- [11] García Casals X., “Optimización del acoplamiento entre subsistema solar y ciclo termodinámico en plantas termosolares”, Tesis Doctoral Escuela Técnica Sup. de Ingenieros Aeronáuticos.
- [12] García Casals, X., “Análisis del comportamiento de una planta de CCP's en Barcelona, Parte I, 2001, Universidad Pontificia Comillas.
- [13] Geyer M. et al, “Eurotrough Parabolic Trough Collector; Developed for cost efficient solar power generation”, 2002, Symposium on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Technologies.
- [14] Greenpeace, “Análisis y prospectiva de costes de la energía termosolar”, 2007, Informe “Renovables 100%. Un sistema eléctrico renovable para la España peninsular y su viabilidad económica”.
- [15] Incropera, F.P., “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, 2006, Wiley & Sons.
- [16] Izquierdo M., “Apuntes de Energías Renovables”, Universidad Carlos III de Madrid.
- [17] Lienhard J., “A Heat Transfer Text Book”, 2003, Phlogiston Press,
- [18] López D., “Diseño de Instalación Solar de Concentración para aplicación industrial”, 2007, Proyecto Fin de Carrera Universidad Carlos III de Madrid.
- [19] Lüpfer E. et al, “Eurotrough design issues and prototype testing at PSA”, 2001.

- [20] M. Eickoff et al, “Collector-Efficiencies of the Eurotrough-Collector”, 2001, EUROTrough II Thermal Tests 2001 Report.
- [21] Martínez E., “Central Termosolar híbrida de colectores cilindro-parabólicos y gas natural”, 2002, Proyecto Fin de Carrera Universidad Pontificia.
- [22] Meyer R. et al, “Towards standardization of CSP yield assessments”, 2009, SolarPACES.
- [23] Montes M.J., “Análisis y propuestas de sistemas solares de alta exergía que emplean agua como fluido calorífero”, 2008, Tesis Doctoral Escuela Técnica Sup. de Ingenieros Industriales.
- [24] Morin G. et al, “Techno-Economic System Simulation and Optimization of Solar Thermal Power Plants”, 2008, SolarPACES.
- [25] Moss T. et al, “Final Test Results for the Schott HCE on LS-2 Collector”, 2005, Sandia Lab.
- [26] Muñoz J. “Sistemas de Generación Eléctrica mediante calderas de vapor energizadas por CSP”, 2008, Universidad Politécnica de Madrid.
- [27] Patnode A.M., “Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants”, 2006, University of Wisconsin-Madison.
- [28] Pérez M. et al, “Energía Solar Termoeléctrica”, 2008, CIEMAT.
- [29] Romero M., “Energía Solar Termoeléctrica”, CIEMAT.
- [30] Ruíz V. et al, “Las centrales energéticas termosolares”, artículo en revista digital [www.energuia.com](http://www.energuia.com).
- [31] Salomini V. et al, “New Trends in Designing Parabolic trough Solar Concentrators and Heat Storage Concrete Systems in Solar Power Plants”, 2010, University of Padua-ENEA.
- [32] Sargent & Lundy LLC Consulting Group, “Assesment of Parabolic Trough and Power Tower Solar Technology Cost and Performance Forecasts”, 2003, NREL.
- [33] Schlaich Bergermann und Partner, “EuroDish Stirling System Description”, 2002.
- [34] Silva M., “‘Sistemas solares de concentración’, 2004, Dpto. de Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos.
- [35] Sinai, J. et al, “1 MW solar power plant using ORMAT® Energy Converter, 2007, ORMAT Systems, Ltd.
- [36] SOLARPACES (Solar Power and Chemical Energy Systems), “Annual Report”, 2009, Internacional Energy Agency (IEA).
- [37] Stoffel, T. et al, “Best Practices Handbook for the collection and use of solar resource data”, 2010, NREL.
- [38] Varios Autores, “An Overview of CSP in Europe, North Africa and Middle East”, 2008, CSP Today.
- [39] Vera N., “Aspectos básicos de la radiación solar”, Anexo A del documento “Atlas climático de irradiación solar a partir de imágenes del satélite NOAA. Aplicación a la península Ibérica”, 2005, Universidad Politécnica de Catalunya.

## Presentaciones

- [40] “Parabolic Trough Receiver Thermal Performance”, 2007, Parabolic Trough Workshop, Sandia Lab., DLR, NREL, CIEMAT.
- [41] Gee R., “Advanced Parabolic Trough Development”, DOE Solar Program Review, 2005, NREL, SolarGenixEnergy.
- [42] Kearney D., “Parabolic Trough Collector Overview”, 2007, NREL.
- [43] Margarit J., “Aspectos económicos del desarrollo de las energías renovables. Costes de inversión, Rentabilidad e Incentivos de la tecnología solar termoeléctrica”, 2007, Jornadas sobre perspectiva actual y evolución de las energías renovables en España. Comisión Nacional de la Energía, IDAE.
- [44] Moss T., “Testing capabilities NSTTF (AZTRAK) rotating platform”, 2007, Sandia Lab., NREL.

## Referencias World Wide Web

- [45] <http://es.wikipedia.org>
- [46] [www.abengoa.es](http://www.abengoa.es)
- [47] [www.ciemat.es](http://www.ciemat.es)
- [48] [www.csptoday.es](http://www.csptoday.es)
- [49] [www.greentechmedia.com](http://www.greentechmedia.com)
- [50] [www.protermosolar.es](http://www.protermosolar.es)
- [51] [www.psa.es](http://www.psa.es)
- [52] [www.sener.es](http://www.sener.es)
- [53] [www.solarweb.net](http://www.solarweb.net)